

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

Navýšení výkonu turbíny při vyřazeném regulovaném odběru

Enhanced Power of Turbine by Closed Regulated Extraction

Student:

Bc. Janusz Mocek

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Janusz Mocek**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení  
Téma: **Navýšení výkonu turbíny při vyřazeném regulovaném odběru**  
**Enhanced Power of Turbine by Closed Regulated Extraction**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhnete úpravu jednotělesové kondenzační parní turbíny s jedním regulovaným odběrem pro pohon alternátoru. Úprava se týká provozu v letních měsících, kdy není využíván regulovaný topný odběr a z důvodu chladicí kapacity kondenzátoru lze dosáhnout většího výkonu než současných 13 MW. V diplomové práci navrhnete jako alternativu i externí výměník, který by zajistil chybějící chladicí výkon.

Popis stávajícího stavu turbíny:

Jmenovitý výkon turbíny: 17 MW. Jmenovitý přetlak vstupní páry: 1,67 MPa.

Jmenovitá teplota vstupní páry: 320 °C. Max. průtok admisní páry (hltnost turbíny): 115 t/h.

Popis stávajícího stavu kondenzátoru:

Povrchový, dvoucestný, dělený, svařované konstrukce, s trubkami na obou stranách zaválcovanými.

Vodní komory jsou dělené. Teplosměnná plocha na parní straně: 1400 m<sup>2</sup>. Hmotnostní průtok chladicí vody: 3900 t/h. Max. provozní přetlak na vodní straně: 0,225 MPa. Tlaková ztráta kondenzátoru na vodní straně: 0,042 MPa.

Seznam doporučené odborné literatury:

AMBROŽ, J.: Parní turbíny a kondenzace. Praha : ČVUT, 1984. 281 s.

KADRNOŽKA, J.: Lopatkové stroje. Akademické nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2003. ISBN 80-7204-297-1.

KADRNOŽKA, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory. Nakladatelství CERM, s. r. o, Brno, 2004. ISBN 80-7204-346-3.

AMBROŽ, J.: Parní turbíny a kondenzace. Skripta ČVUT, 1984.

ŠČEGLAJEV, A.V.: Parní turbíny, 1. a 2. svazek. SNTL Praha 1983.

BEČVÁŘ, J.: Tepelné turbíny. Praha, SNTL, 1968.

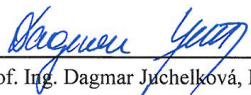
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 31.10.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry

  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci, včetně příloh, vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 10. 5. 2016



Bc. Janusz Mocek

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb.- autorský zákon, zejména §35- užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60- školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB -TÚO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TÚO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB -TÚO.
- bylo sjednáno, že s VŠB -TÚO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TÚO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TÚO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledky její obhajoby.

V Ostravě: 10. 5. 2016



Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Janusz Mocek

Adresa trvalého pobytu autora: Olšová 1229

739 61 Třinec

## **Poděkování**

Rád bych zde touto cestou poděkoval rodině za vhodné prostředí a podporu, kterou mi byli nápomocni při tvorbě diplomové práce.

Jmenovitě chci poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Doc. Ing. Kamilu Kolarčíkovi, CSc. za odborné vedení mé práce. Dále bych rád poděkoval ET Třinec a.s., za vstřícný přístup a poskytnutí podkladů pro zpracování diplomové práce.

Bc. Janusz Mocek

### **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

*MOCEK, J. Navýšení výkonu turbíny při vyřazeném regulovaném odběru.*

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2016, 62 stran.

Vedoucí práce: Doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Diplomová práce se zabývá návrhem úpravy kondenzačního okruhu pro zajištění chybějícího chladicího výkonu při provozu parní turbíny na max. výkon 17 [MW] bez zařazeného regulovaného odběru. V diplomové práci jsem se zaměřil na výpočet optimální teplosměnné plochy pro požadovaný provozní stav. Vypočtenou optimální plochu porovnám ze stávající teplosměnnou plochou kondenzátoru a na základě těchto hodnot jsem navrhnul variantně parametry externího kondenzátoru nebo náhradu stávajícího kondenzátoru. Popsal jsem variantně nutné úpravy na dalších zařízeních kondenzačního okruhu. Implementací uvedených úprav jsem dosáhl navýšení činného výkonu z 14 [MW] na 17 [MW] při provozu turbíny bez zařazeného regulovaného odběru. Na závěr jsem provedl ekonomické a technické zhodnocení jednotlivých variant.

### **ANNOTATION OF DIPLOMA WORK**

*MOCEK, J. Enhanced Power of Turbine by Closed Regulated Extraction.*

Ostrava : VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Energy, 2016, 62 pp

Bachelor thesis, Head: Doc. Ing. Kamil Kolarčík. CSc.

The thesis deals with the proposal for modification of the condensing circuit to deliver missing cooling performance during operation of the steam turbine at maximum output 17 [MW] with closed regulated extraction. In the thesis, I focused on the calculation of the optimal heat exchange surface for the desired operating condition. I compared the calculated optimal surface to the existing heat exchange surface of the condenser and on the basis of these values I suggested alternative parameters of the external condenser or substitution of the existing condenser. I described alternative necessary modifications of other devices of the condensing circuit. By implementation of mentioned modifications I achieved the increase of the active power from 14 [MW] to 17 [MW] during turbine operation with closed regulated extraction. In conclusion I carried out the economic and technical assessment of the individual varian

<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ .....</b>	<b>9</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH INDEXŮ .....</b>	<b>10</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK .....</b>	<b>10</b>
<b>1 ÚVOD .....</b>	<b>11</b>
<b>2 PROVOZY A STŘEDISKA SPOLEČNOSTI ENERGETIKA TŘINEC, A.S....</b>	<b>11</b>
2.1 PROVOZY TEPLÁREN.....	12
2.2 TEPLÁRNA E3 .....	13
2.3 TURBOGENERÁTOR TG11 .....	13
2.4 TURBOGENERÁTOR TG12.....	13
2.5 TURBOGENERÁTOR TG14.....	14
2.6 TURBOGENERÁTOR TG15.....	14
2.7 TURBODMÝCHADLA TD11 AŽ TD13 .....	14
<b>3 POPIS UMÍSTĚNÍ TG14 V TECHNOLOGII TEPLÁRNY .....</b>	<b>14</b>
3.1 TECHNICKÁ SPECIFIKACE TG14 .....	15
<b>4 IDEOVÝ NÁVRH ZMĚN SCHÉMATU PARNÍHO OBĚHU.....</b>	<b>17</b>
<b>5 KONDENZÁTOR.....</b>	<b>18</b>
<b>6 POPIS KONDENZAČNÍHO OKRUHU .....</b>	<b>19</b>
<b>7 POVRCHOVÝ KONDENZÁTOR .....</b>	<b>20</b>
7.1 KONSTRUKCE POVRCHOVÉHO KONDENZÁTORU .....	20
7.2 TECHNOLOGICKÉ SCHÉMA.....	22
7.3 POPIS PROVOZNÍCH STAVŮ.....	22
7.3.1 Provoz se zařazeným regulovaným odběrem.....	23
7.3.2 Provoz s nezařazeným regulovaným odběrem.....	23
<b>8 ŘEŠENÍ PROVOZU S NEZAŘAZENÝM REGULOVANÝM ODBĚREM.....</b>	<b>25</b>
8.1 VARIANTA A: EXTERNÍ KONDENZÁTOR .....	25
8.2 VARIANTA B: NOVÝ KONDENZÁTOR.....	25
<b>9 VÝPOČET MĚRNÉ SPOTŘEBY .....</b>	<b>26</b>
9.1 HODNOTY STÁVAJÍCÍHO KONDENZÁTORU .....	26
9.2 HODNOTY NOVÉHO KONDENZÁTORU .....	26

<b>10 VÝPOČET PARAMETRŮ STÁVAJÍCÍHO KONDENZÁTORU PRO CHLADICÍ VODU 20 [°C]</b> .....	<b>27</b>
10.1 URČENÍ PARAMETRŮ PÁRY A CHLADICÍ VODY.....	27
10.2 VÝPOČET TEPELNÉHO VÝKONU KONDENZÁTORU .....	28
10.3 VÝPOČET TEPLoty CHLADICÍ VODY NA VÝSTUPU .....	28
10.4 VÝPOČET STŘEDNÍHO LOGARITMICKÉHO ROZDÍLU TEPLot .....	28
10.5 VÝPOČET VELIKOSTI TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY .....	29
<b>11 VÝPOČET PARAMETRŮ STÁVAJÍCÍHO KONDENZÁTORU PRO CHLADICÍ VODU 26 [°C]</b> .....	<b>30</b>
11.1 URČENÍ PARAMETRŮ PÁRY A CHLADICÍ VODY.....	30
11.2 VÝPOČET TEPELNÉHO VÝKONU KONDENZÁTORU .....	31
11.3 VÝPOČET TEPLoty CHLADICÍ VODY NA VÝSTUPU .....	31
11.4 VÝPOČET STŘEDNÍHO LOGARITMICKÉHO ROZDÍLU TEPLot .....	32
11.5 VÝPOČET VELIKOSTI TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY.....	32
<b>12 VÝPOČET PARAMETRŮ KONDENZÁTORU PRO MNOŽSTVÍ PÁRY 20,83 [KG.S<sup>-1</sup>] A TEPLotĚ CHLADICÍ VODY 26 [°C]</b> .....	<b>33</b>
12.1 URČENÍ PARAMETRŮ PÁRY A CHLADICÍ VODY.....	33
12.2 VÝPOČET TEPELNÉHO VÝKONU KONDENZÁTORU .....	33
12.3 VÝPOČET TEPLoty CHLADICÍ VODY NA VÝSTUPU .....	34
12.4 VÝPOČET STŘEDNÍHO LOGARITMICKÉHO ROZDÍLU TEPLot .....	34
12.5 VÝPOČET VELIKOSTI TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY.....	35
<b>13 VÝPOČET PARAMETRŮ EXTERNÍHO KONDENZÁTORU</b> .....	<b>36</b>
13.1 URČENÍ PARAMETRŮ PÁRY A CHLADICÍ VODY.....	36
13.2 VÝPOČET TEPELNÉHO VÝKONU KONDENZÁTORU .....	36
13.3 VÝPOČET TEPLoty CHLADICÍ VODY NA VÝSTUPU .....	37
13.4 VÝPOČET STŘEDNÍHO LOGARITMICKÉHO ROZDÍLU TEPLot .....	37
13.5 VÝPOČET VELIKOSTI TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY.....	38
13.6 VÝPOČET DÉLKY TEPLOSMĚNNÝCH TRUBEK .....	38
13.7 VÝPOČET POČTU TEPLOSMĚNNÝCH TRUBEK.....	38
<b>14 VÝPOČET PARAMETRŮ NOVÉHO KONDENZÁTORU PRO CHLADICÍ VODU 26 [°C]</b> .....	<b>39</b>
14.1 URČENÍ PARAMETRŮ PÁRY A CHLADICÍ VODY.....	39
14.2 VÝPOČET TEPELNÉHO VÝKONU KONDENZÁTORU .....	40



14.3	VÝPOČET TEPLoty CHLADICÍ VODY NA VÝSTUPU .....	40
14.4	VÝPOČET STŘEDNÍHO LOGARITMICKÉHO ROZDÍLU TEPLIT .....	41
14.5	VÝPOČET VELIKOSTI TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY .....	41
14.6	VÝPOČET DÉLKY TEPLOSMĚNNÝCH TRUBEK .....	42
14.7	VÝPOČET POČTU TEPLOSMĚNNÝCH TRUBEK.....	42
15	SOUHRN VÝSLEDKŮ VÝPOČTŮ .....	43
16	NÁVRH KONDENZÁTORU VARIANTY A.....	43
16.1	PARAMETRY PRO NÁVRH EXTERNÍHO KONDENZÁTORU.....	44
16.2	NOVÉ ZAŘÍZENÍ DO NAVRŽENÉHO KONDENZAČNÍHO OKRUHU .....	45
17	NÁVRH NOVÉHO KONDENZÁTORU VARIANTY B .....	45
17.1	PARAMETRY PRO NÁVRH NOVÉHO KONDENZÁTORU. ....	46
17.2	NOVÉ ZAŘÍZENÍ DO NAVRŽENÉHO KONDENZAČNÍHO OKRUHU .....	47
18	PŘÍSLUŠENSTVÍ KONDENZAČNÍHO OKRUHU .....	47
18.1	VÝVĚVA .....	47
18.1.1	<i>Pístové vývěvy</i> .....	48
18.1.2	<i>Rotační vývěvy</i> .....	48
18.1.3	<i>Paroproudé vývěvy</i> .....	49
18.1.4	<i>Návrh vývěvy</i> .....	49
18.2	ČERPADLA CHLADICÍ VODY.....	50
18.2.1	<i>Úprava chladicího okruhu</i> .....	51
18.2.2	<i>Parametry nové čerpadla chladicí vody</i> .....	51
18.2.3	<i>Chladicí věže</i> .....	53
18.2.4	<i>Chladicí věž s přirozeným tahem</i> .....	53
18.2.5	<i>Chladicí věž s nuceným tahem</i> .....	54
19	VÝPOČET EKONOMIKY.....	55
19.1	VÝPOČET ROČNÍHO VÝNOSU Z VYROBENÉ ENERGIE .....	55
19.2	VÝPOČET EKONOMIKY PRO VARIANTU A.....	56
19.3	VÝPOČET EKONOMIKY PRO VARIANTU B.....	57
20	ZÁVĚR.....	58
	SEZNAM POŽITÉ LITERATURY .....	60
	SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK .....	61
	SEZNAM PŘÍLOH .....	62

## Seznam použitých značek a symbolů

cp	měrná tepelná kapacita	[kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
m	hmotnostní průtok	[kg.s <sup>-1</sup> ]
M	měrná spotřeba	[MJ.MWh]
i	entalpie	[kJ.kg <sup>-1</sup> ]
p	tlak	[MPa]
P	výkon	[MWh]
t	teplota	[°C]
ρ	hustota	[kg.m <sup>-3</sup> ]
v	měrný objem	[m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
Q	tepelný výkon	[kW]
S	plocha	[m <sup>2</sup> ]
k	součinitel prostupu tepla	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
L	délka	[mm]
n	počet trubek	[ks]
d	průměr	[mm]
w	rychlost	[m.s <sup>-1</sup> ]
H	výtlačná výška	[mm]
prp	průměrný roční průtok	[%]
ph	provozní hodiny	[hod.rok <sup>-1</sup> ]
cne	cena nakupované elektrické energie	[Kč.kWh <sup>-1</sup> ]
Δt	teplotní rozdíl	[°C]
ΔM	rozdíl měrných spotřeb	[MJ.MWh]

## Seznam použitých indexů

$p_n$	vstupní pára
$t$	turbogenerátor
$p_1$	pára do kondenzátoru
$k$	kondenzátor
$v$	chladicí voda
$v_1$	voda na vstupu do kondenzátoru
$v_2$	voda na vstupu do kondenzátoru
$\ln$	střední logaritmický rozdíl
$tr$	teplosměnné trubky
$e$	vnější průměr trubek
$i$	vnitřní průměr trubek
1...2	pořadové číslo

## Seznam použitých zkratk

TG	turbogenerátor
NTO	nízkotlaký ohřívač vody
ET	Energetika Třinec
TŽ	Třinecké železářny
VT	vysokotlaká část turbíny
ST	středotlaká část turbíny
NT	nízkotlaká část turbíny
K	parní kotel
TK	turbokompresor
TD	turbodmychadlo

## 1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá úpravou provozu jednotělesového kondenzační turbíny s regulovaným odběrem pro pohon generátoru. Navrhované řešení se týká provozu bez zařazeného regulovaného topného odběru a při teplotě chladicí vody  $>25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Při tomto provozním stavu nejde dosáhnout většího výkonu než současných 13,9 [MW]. Při provozu bez zařazeného regulovaného odběru dochází k zvýšení absolutního tlaku ve výstupním hrdle NT části do kondenzátoru. To zabraňuje navýšení množství vstupní páry do parní turbíny a tím i navýšení činné výkonu generátoru.  $<25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Při tomto provozním stavu nejde dosáhnout většího výkonu než současných 13 [MW]. Při provozu bez zařazeného regulovaného odběru dochází k zvýšení absolutního tlaku ve výstupním hrdle NT části turbína do kondenzátoru. To zabraňuje navýšení množství vstupní páry do parní turbíny a tím i navýšení činné výkonu generátoru.

V diplomové práci popíši stávající stav a alternativy řešení. Podrobněji rozpracuji jednu z variant a to zvětšení teplosměnné plochy kondenzátoru o vypočtenou potřebnou plochu.

## 2 Provozy a střediska společnosti Energetika Třinec, a.s.

Společnost Energetika Třinec, a.s. dále (ET) je dceřinou společností Třineckých železáren, a.s. dále (TŽ). Má dlouhou historii, neboť pracoviště Energetika vzniklo spolu se založením Třineckých Železáren roku 1839. Pracoviště se rozvíjelo a modernizovalo spolu s rozvojem samotných železáren a rostoucími požadavky obyvatel obce Třinec, roku 1931 povýšené na město. Z pracoviště se postupem času stalo oddělení a později i samostatná oblast v rámci TŽ. V roce 1993 pak došlo k osamostatnění pracoviště a vzniku akciové společnosti Energetika Třinec, a.s., jako dceřiné společnosti TŽ. Během 90. let minulého i prvních let současného století docházelo k modernizaci stávající technologie. Byly zde například uvedeny do provozu fluidní kotle K11, K12 a K14 na teplárně E3, či instalován turbogenerátor TG2 na teplárně E2. Od ET byl také oddělen provoz oprava a údržba a transformován v samostatný subjekt. Roku 2000 pak bylo zařízení střediska kyslíkárny prodáno firmě Linde Technoplyn, a.s. [12]

Hlavní činností společnosti je výroba, rozvod a prodej elektrické energie, technologické páry, tepelné energie ve formě horké a teplé vody, stlačeného a dmýchaného vzduchu, průmyslové, užitkové a pitné vody a distribuce a úprava topných plynů získávaných jako vedlejší produkt při hutní výrobě, a také zemního plynu. Předmětem podnikání ET jsou ale také např. oblast technického testování a analýzy spalín, nákup, prodej a skladování paliv a maziv atd. [12]

Dnes je společnost ET tvořena (mimo odborných řídicích útvarů jako finanční a obchodní úsek, technický úsek či odbor strategie) dvěma provozy, a to provozem tepelné energetiky a provozem tepláren. [12]

## 2.1 Provozy tepláren

Provoz tepláren tvoří čtyři střediska, rozdělená na teplárnu E2, teplárnu E3, elektrorozvod a chemická úprava vody. Starší z obou dnes provozovaných tepláren je teplárna E2, jejíž výstavba byla zahájena již roku 1948. V současnosti vyrábí teplárna E2 vysokotlakou páru (VT) o parametrech 11,5 [MPa] a 495 [°C] na čtyřech kotlích K1 – K4 o výkonech 80 [t.h<sup>-1</sup>], 62 [t.h<sup>-1</sup>] a 2 x 64 [t.h<sup>-1</sup>]. Celkový instalovaný tepelný výkon cca 265 [MW]. Kotle spalují hutní plyny (vysokopecní, koksárenský a konvertorový) a zemní plyn. [12]

K výrobě elektrické energie slouží dva turbogenerátory, TG2 a TG3, o celkovém instalovaném výkonu 39,5 [MW]. Teplárna zajišťuje také distribuci středotlaké technologické páry 1,8 [MPa] v areálu TŽ. Součástí teplárny je též kompresorová stanice zajišťující dodávky stlačeného vzduchu odběratelům v areálu TŽ. Stlačený vzduch je vyráběn třemi, parními turbokompresory (TK1 - TK3) o výkonech 2 x 27 500 [m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>] a 30 000 [m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>]. Na teplárně je instalována výměňková stanice pro výrobu horké vody k vytápění o výkonu 58 [MWt]. [12]

Teplárna E3, která byla postavena v 60. letech. Zde k výrobě vysokotlaké páry o parametrech 9,5 [MPa] a 535 [°C] slouží tři fluidní kotle (K11, K12 a K14) o parním výkonu 2 x 160 [t.h<sup>-1</sup>] a 125 [t.h<sup>-1</sup>]. Celkový instalovaný tepelný výkon je 445 [MW]. Palivem je černé energetické uhlí, proplástek a přebytky hutních plynů. Na fluidních kotlích je spalováno také tříděné hnědé uhlí a na novém fluidním kotli K14 zprovozněném v roce 2015 je také možné spalovaná biomasy. [12]

Elektrická energie je vyráběna na čtyřech turbogenerátorech (TG11, TG12, TG14 a TG15) o celkovém instalovaném výkonu 62,5 [MW]. Teplárna E3 zabezpečuje i dodávku dmýchaného vzduchu pro vysoké pece, vyráběného třemi parními turbodmychadly (TD11, TD12 a TD13) o výkonech 170 000 [m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>], 150 000 [m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>] a 180 000 [m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>]. Na teplárně je instalována výměňková stanice pro výrobu horké vody k vytápění o instalovaném výkonu 115 [MW]. [12]

U teplárny E3 se nachází mj. chemická úprava vody, která zabezpečuje zásobování tepláren E2 a E3 i Třineckých železáren upravenou napájecí a chladicí vodou s celkovou výrobní kapacitou 240 [t.h<sup>-1</sup>] demineralizované vody. Součástí provozu tepláren je také středisko elektrorozvodu zabezpečující distribuci elektrické energie odběratelům. [12]

## 2.2 Teplárna E3

V této části se věnují detailnějšímu popisu technologických prvků teplárny a strojů v ní provozovaných. Teplárna E3 je elementárně rozdělená na kotelnu a strojovnu. Kotelna zahrnuje tři kotle včetně palivového hospodářství, vodního hospodářství a horkovodu. Strojovna zahrnuje především točivé stroje, jako turbogenerátory nebo turbodmychadla, včetně kondenzace a chladicích věží. Teplárna dodává odběratelům řadu energetických médií. Kromě zmíněné výroby elektřiny a středotlaké páry produkuje horkou vodu pro horkovodní topný systém a dmýchaný vzduch použitý na dvou vysokých pecích v TŽ. [12]

Strojovna teplárny je vybavena čtyřma turbogenerátory TG11 - 25 [MW], TG12 – 32 [MW], TG14 – 17 [MW] a TG15 – 750 [kW], dále třemi axiálními turbodmychadly TD11, TD12 a TD13 s výrobou dmychaného vzduchu o tlaku 0,28 – 0,3 [MPa]. Je také vybavena ohříváky horké vody ZO a ŠO pro horkovodní síť TŽ. Ve strojovně se nacházejí i napájecí čerpadla pro kotle. [12]

Kotelna se skládá ze tří fluidních parních kotlů K11, K12 a K14 spalujících černé a hnědé uhlí, topné plyny a ve fluidním kotli K14 se spaluje biomasa. Kotle produkují vysokotlakou páru do sítě VT páry o jmenovitých parametrech 9,5 [MPa] a 535 [°C] v maximálním množství 445 [t.h<sup>-1</sup>]. Kotle také přihřívají středotlakou páru na parametry 1,8 [MPa] a 385 [°C] v maximálním množství 350 [t.h<sup>-1</sup>]. K redukci VT páry také dochází v protitlakovém turbogenerátoru TG11, v dvoutělesovém kondenzačním turbogenerátoru TG12 a redukčních stanicích. Středotlaká pára se využita v turbodmychadlech TD11, TD12, TD13 a turbogenerátoru TG14. [12]

## 2.3 Turbogenerátor TG11

TG11 ... protitlakový turbogenerátor, který slouží k transformaci elektrické energie (12MWe) a redukci VT páry (9,5MPa, 535°C) na ST páru (1,8MPa, 385°C) v množství max.110 [t.h<sup>-1</sup>]. [12]

## 2.4 Turbogenerátor TG12

TG12 ... dvoutělesový kondenzační turbogenerátor, který slouží primárně k transformaci entalpie páry na elektrickou energii (32MW). V VT části dochází k redukci páry (9,5MPa, 535°C) na ST páru (1,8MPa, 385°C), která je využita k pohonu ST části turbíny a z části jde do sítě ST páry. V ST části je regulovaný odběr do sítě topné vody. [12]

## **2.5 Turbogenerátor TG14**

TG14 ... kondenzační turbína, která primárně slouží k transformacím elektrické energie (17MW). TG má taky regulovaný odběr pro odběr do sítě topné vody. Jelikož se jedná o středotlakou turbínu, která se provozuje ve středotlaké síti k regulaci středotlaké sítě na úkor elektrického výkonu. [12]

## **2.6 Turbogenerátor TG15**

TG15 ... protitlaky turbogenerátor, který slouží k redukci VT páry na NT páru použitou pro parní polštář v napájecích nádržích. [12]

## **2.7 Turbodmychadla TD11 až TD13**

TD11 ... kondenzační turbodmychadlo s regulovaným odběrem. Turbína používá pro pohon páru ze středotlaké sítě. Primární použití pro dodávku dmýchaného vzduchu pro vysoké pece. Při zvýšeném odběru topné vody se zařazuje regulovaný odběr. [12]

TD12 ... kondenzační turbodmychadlo. Turbína používá pro pohon páru ze středotlaké sítě. Primární použití pro dodávku dmýchaného vzduchu pro vysoké pece. [12]

TD13 ... kondenzační turbodmychadlo s regulovaným odběrem. Turbína používá pro pohon páru ze středotlaké sítě. Primární použití pro dodávku dmýchaného vzduchu pro vysoké pece. Při zvýšeném odběru topné vody se zařazuje regulovaný odběr. [12]

## **3 Popis umístění TG14 v technologii teplárny**

Turbína je jednotělesová, přetlaková kondenzační s jedním regulovaným odběrem a jedním neregulovaným odběrem pro NTO1. Turbínová skříň je horizontálně dělená a je odlita ze speciální oceli. Rotor je uložen ve dvou radiálních ložiskách s tlakovým mazáním.

Na vstupu do turbíny jsou dva rychlouzavěrné ventily a množství vstupní páry se reguluje čtyřmi ST regulační ventily s hydraulickými servopohony. Pro regulaci clony regulovaného odběru jsou použity dva NT regulační ventily s hydraulickými servopohony.

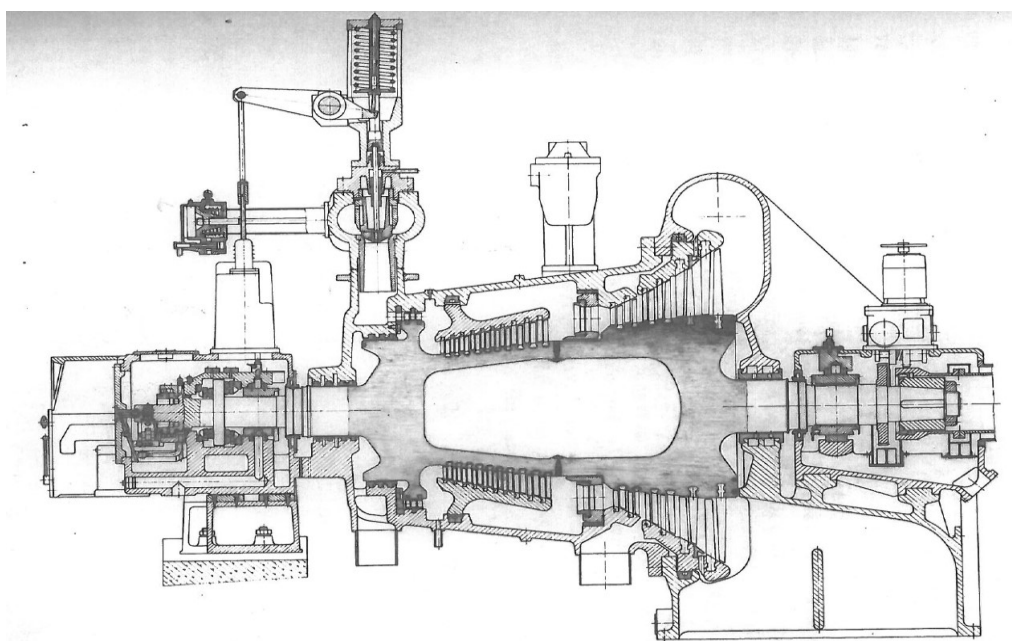
Jedná se o parní turbínu, která byla navržena pro pohon axiálního dmychadla. Z důvodu změny požadovaných parametrů dmýchaného vzduchu bylo stávající dmychadlo

nevyhovující, a proto bylo dmychadlo nahrazeno generátorem, spojeným hřídelovou spojkou v podobě torzní tyče.

Kondenzační okruh je tvořen povrchovým kondenzátorem, dvoustupňovou paroproudou vývěvou, třemi vertikálními odstředivými konvenčními čerpadly. Pro zvýšení teploty napájecí vody jsou instalovány dva nízkotlaké ohříváky NTO1 a NTO2 v kaskádovém zapojení. [11]

Turbogenerátor je primárně v technologii určený k transformaci entalpie páry na elektrickou energii. V zimním období je využívána NT pára v topném systému. [11]

### 3.1 Technická specifikace TG14



Obrázek 3.1 - Řez jednotělesovou parní turbínou s jedním regulovaným odběrem [11]

#### *Turbína:*

Typ turbíny	T17/17-1,8/0,12
Jmenovitý výkon turbíny	17 [MW]
Jmenovité otáčky turbíny	3000 [min <sup>-1</sup> ]
Jmenovitý přetlak vstupní páry	1,67 [MPa]
Jmenovitá teplota vstupní páry	320 [°C]
Jmenovitá teplota chladicí vody	25 – 31 [°C]
Nejvyšší přetlak vstupní páry	1,96 [MPa]
Nejvyšší teplota vstupní páry	400 [°C]



## Diplomová práce

Max. průtok vstupní páry do VT	115 [t.h <sup>-1</sup> ]	[11]
--------------------------------	--------------------------	------

### *Regulovaný odběr:*

Jmenovitý přetlak	0.02 [MPa]	
Dolní a horní mez přetlaku	0,02 – 0,15 [MPa]	
Maximální průtok odběrové páry	60 [t.h <sup>-1</sup> ]	
Počet neregulovaných odběrů	1	[11]

### *Kondenzátor:*

Teplosměnná plocha na parní straně	1400 [m <sup>2</sup> ]	
Hmotnostní průtok chladicí vody	3900 [t.h <sup>-1</sup> ]	
Jmenovitá teplota vstupní vody	25- 33 [°C]	
Max. provozní přetlak na vodní straně	0,225 [MPa]	[11]

### *Vývěva:*

Dvoustupňová paroproudá vývěva napojená na vstupní páru. Na vodní straně je zapojená do okruhu vlastního kondenzátu.

Průtok pracovní páry	cca 0,33 [t.h <sup>-1</sup> ]	[11]
----------------------	-------------------------------	------

### *Čerpadla na kondenzát:*

Tři vertikální odstředivá čerpadla, každé na 50% průtoku kondenzátu.

Hmotnostní průtok jednoho čerpadla	110 [t.h <sup>-1</sup> ]	
Celková dopravní výška	130 [m]	[11]

### *Ohříváky:*

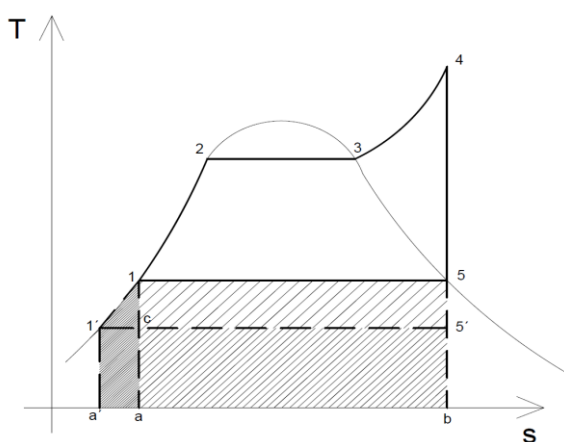
Dva povrchové vertikální ohříváky kondenzátu typu VNT 50.

Teplosměnná plocha	50 [m <sup>2</sup> ]	
Max. průtok kondenzátu	110 [t.h <sup>-1</sup> ]	[11]

#### 4 Ideový návrh změn schématu parního oběhu

V mém případě se jedná zvyšování účinnosti v parním oběhu zvýšením plochy kondenzátoru. Způsoby zvyšování účinnosti parních oběhů „Carnotizace cyklu“. Účinnost parního oběhu zvýšíme buď zvětšením přivedeného tepla nebo zmenšením tepla odvedeného nebo oběma způsoby současně. [20]

V případě kondenzačních turbín toho dosáhneme zlepšením vakua v kondenzátoru, tedy snížením protitlaku v turbíně. Z následujícího T-s diagramu je zřejmé, že zvětšením odvedeného tepla lze dosáhnout snížení tlaku kondenzace.



Obrázek 4.1 - T-s diagram ... snížení teploty zmenšením tlaku kondenzace [20]

Na T-s diagramu vidíme, že teplo odvedené z původního oběhu je vyjádřeno plochou č.1.( $a - 1 - 5 - b - a$ ). Teplo odvedené z oběhu po snížení tlaku v protitlaku je dáno plochou č.2.( $a' - 1' - 5' - b - a'$ ). Z toho plyne, že se snížilo odvedené teplo o hodnotu, která odpovídá ploše č.3.( $c - 1 - 5 - 5' - c$ ) a zároveň se toto teplo zvýšilo o hodnotu, která odpovídá ploše č.4.( $a' - 1' - c - a - a'$ ). [20]

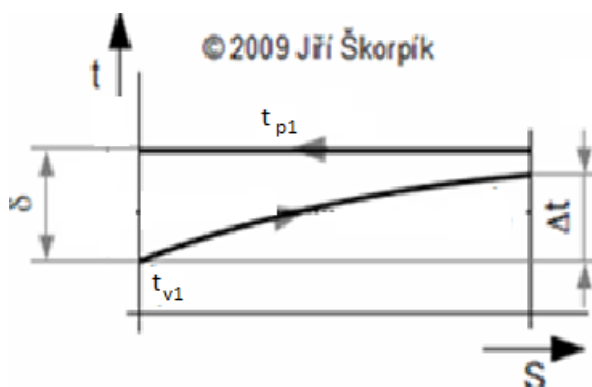
Z toho je vidět v T-s diagramu, že hodnota zvýšení přivedeného tepla je daleko menší než hodnota snížení odvedeného tepla č.4  $\ll$  č.3. [20]

Z toho plyne, že snížením tlaku v protitlaku dosáhnou zvýšení využitého tepla a tedy rovněž i účinnosti parního oběhu. [20]

U kondenzačních turbín se provádí snižování protitlaku třemi základními způsoby a to:

- snížením teploty chladicí vody
- zvětšením průtoku chladicí vody
- zvětšením teplosměnné plochy kondenzátoru

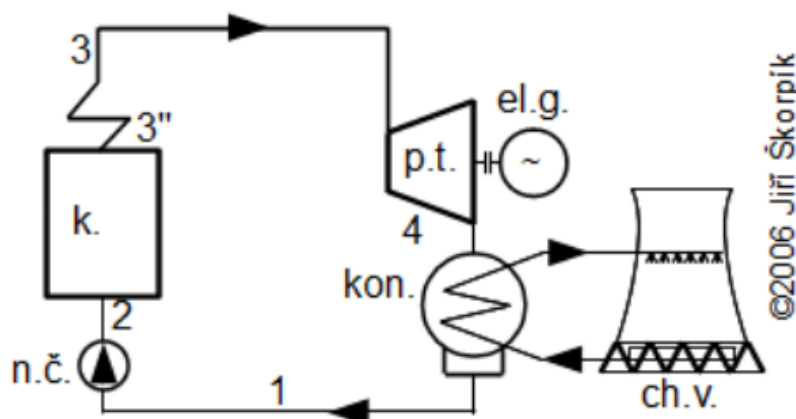
Důležitým ukazatelem u kondenzátoru je dosažení nejmenšího rozdílu  $q$  mezi vstupní teplotou chladicí vody  $t_{v1}$  a výstupní teplotou kondenzace  $t_{p2}$ .



Obrázek 4.2 - Vztah mezi odváděným tepelným výkonem z kondenzátoru a středním logaritmickým teplotním rozdílem v kondenzátoru [19]

## 5 Kondenzátor

Kondenzátor je jednou z nejdůležitějších součástí Ranking – Clausiova cyklu, který nám znázorňuje kontinuálně se opakující tepelný oběh vody a vodní páry. R-C cyklus se skládá z napájecích čerpadel, která ženou demineralizovanou vodu (demi vodu) do trubek membránových stěn kotle. Tam dochází k ohřevu a vypařování demi vody. V přehřívacích výměnících dochází k přehřátí páry na provozní parametry. Vzniklá pára je vedena parovodem k rozdělovači, ze kterého je vedena k jednotlivým turbogenerátorům. Pára proudí přes regulační ventily na lopatky rotoru a statoru, kde se transformuje kinetickou energii na mechanickou. Jelikož se jedná o uzavřený cyklus nemaří se pára za turbínou v atmosféře, jak je tomu například u pístových parních strojů. U parních turbín je na výstupní hrdlo připojen kondenzátor, ve kterém dochází k opětovné kondenzaci páry. Vzniklý kondenzát je kondenzačními čerpadly odváděn do napájecích nádrží, odkud je znovu odčerpáván napájecími čerpadly. Hlavním úkolem kondenzátoru je zajistit kondenzaci veškeré výstupní páry. Pro udržování požadovaného podtlaku v kondenzátoru je nutné odvézt veškeré teplo kondenzace chladicí vodou a odsát nekondenzovatelné plyny vývěvou.



Obrázek 5.1 - Schematické zobrazení tepelné elektrárny [19]

## 6 Popis kondenzačního okruhu

V této práci se budu zabývat problematikou zlepšení kondenzace par a s tím spojeným odvodem tepla. V mém případě se jedná o povrchový kondenzátor. Je to tepelný výměník pro odvod tepla za parní turbínou, ve kterém dochází ke kondenzaci páry proudící z turbíny. V kondenzátoru je pomocí dvoustupňového parní vývěvy udržován tlak nižší než atmosférický za účelem vytvoření vyššího entalpického spádu v turbíně. Pára proudí přes svazek trubek, které jsou ze dvou stran zaválcovány do trubkovnice. Trubkami kondenzátoru protéká chladicí voda, která odebírá páře teplo potřebné ke kondenzaci páry na vodu. Voda po zkondenzování gravitačně ztéká do sběrače kondenzátu umístěného ve spodní části kondenzátoru. Odtamtud je čerpán kondenzačními čerpadly dle typu turbíny, přes výměník parní vývěvy, kondenzátor ucpávkové páry, NTO1 a NTO 2 zpět do napájecích nádrží kotlu. [11]

Chladicí voda je čerpána čerpadly chladicí vody z bazénu chladicích věží do kondenzátoru a pak proudí zpět do chladicích věží. [12]

Kondenzační okruh se skládá z těchto zařízení:

- povrchový kondenzátor
- dvoustupňová paroproudová vývěva
- čerpadlo kondenzátu
- čerpadlo chladicí vody
- chladicí věž

## 7 Povrchový kondenzátor

U většiny kondenzačních turbín se používá povrchový kondenzátor. Principem povrchové kondenzace je tzv. rekuperační výměník, ve kterém jsou oba media od sebe oddělena stěnou trubky. Trubky jsou přímé a uspořádaný do svazků. Proudící plynná směs (nizkotlaká pára) obtékající trubky dochází díky ochlazení na povrchu trubek, přes které protéká chladicí voda k změně plynného skupenství na kapalně v podobě kondenzátu. Kondenzát je následně odčerpáván kondenzačními čerpadly. Důležitým prvkem při návrhu kondenzátoru je co nejvhodněji navrhnout rozložení trubkových svazků, aby jimi pára rovnoměrně prostupovala a minimalizovalo se množství tzv. mrtvých míst. V těchto místech pára téměř přestává proudit a také se v těchto místech koncentrují nekondenzující plyny. Pro odsávání nekondenzujících plynů a snížení tlaku protitlaku se používá paroproudá vývěva. Důležitou prvkem při kondenzaci je chladicí voda, která protéká vnitřkem trubkových svazku a dobírá teplo. Důležitý faktor je čistota vnitřních stěn trubek, aby docházelo k jak nejlepšímu prostupu tepla, musí být povrch trubek čistý. Jelikož chladicí voda většinou bývá chlazená v chladicích věžích, nebo přímo odebíraná z řeky. Přesto, že voda je čištěná pískovými filtry a chemicky upravovaná dochází k vzniku usazenin na povrchu trubek a to se většinou řeší instalací kontinuálního čištění kondenzátoru.

### 7.1 Konstrukce povrchového kondenzátoru

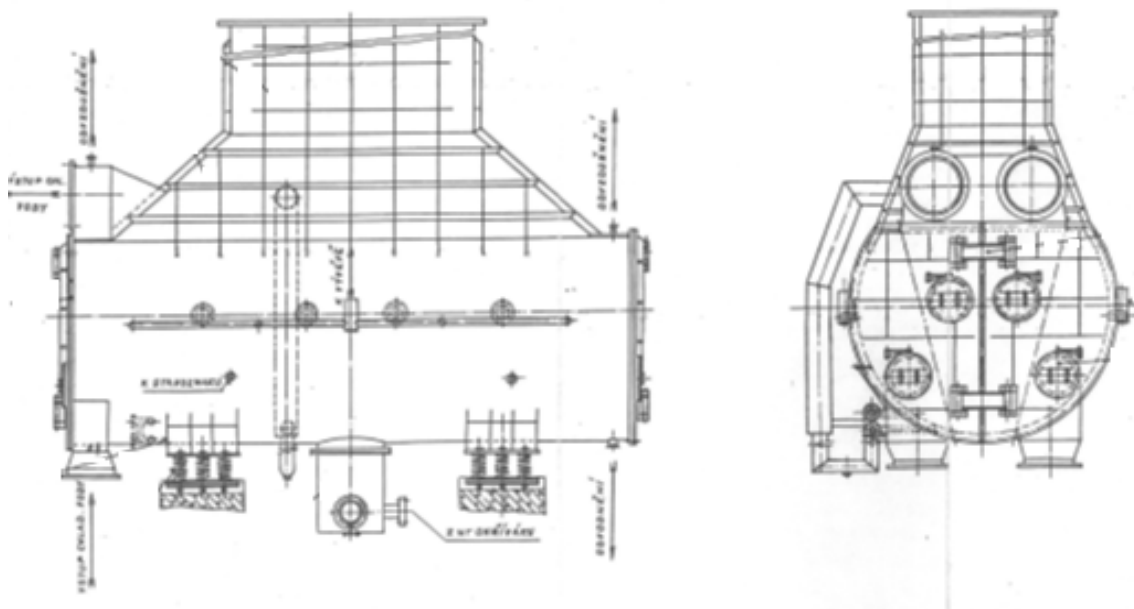
Nejčastěji používaným typem kondenzátoru je povrchový kondenzátor horizontálně orientován s radiálním výstupním hrdlem. Tato orientace trubkového svazku se standardně používá u parních turbín. Výhodou této koncepce je jeho montáž a následná údržba trubkového svazku. Další výhodou je, že pára prochází svazkem vždy radiálně na osu teplosměnných trubek a dochází tak k příčné kondenzaci, která je účinnější než podélná. Povrchový kondenzátor je většinou proveden jako dvoudílný. Vodní komory jsou dělené a dovolují vypnutí poloviny kondenzátoru na vodní straně za účelem čištění trubek a zjišťování případné netěsnosti trubek během provozu. Plášť kondenzátoru je celosvařovaná konstrukce. Vstupní hrdlo páry je bohatě žebrované, čímž je zaručena jeho dokonalá tuhost při vnějším přetlaku. Vodní komory jsou oddělené od parního prostoru trubkovými dny (trubkovnicí), ve kterých jsou trubky na obou stranách zaválcovány. Po své délce jsou trubky na několika místech podepřeny tak, aby byla umožněná jejich dilatace a zabráněno kmitání.

Víka kondenzátoru jsou dvoudílná, opatřena panty, které umožňují otevření vždy  $\frac{1}{2}$  víka. Vodní strana kondenzátoru je jedno, dvou až čtyř-tahové provedení. Nejčastěji u turbín do 50 [MW] výkonu jsou provedena jako dvoucestné. Přívod chladicí vody je dole a odvod

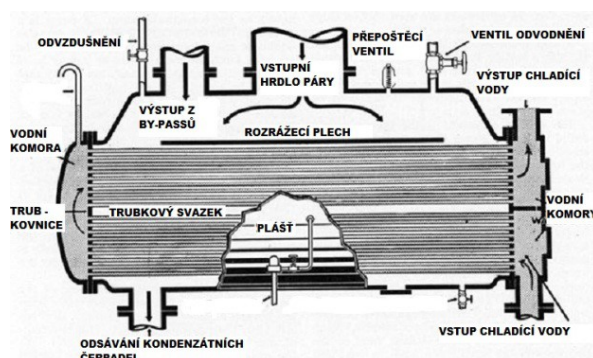
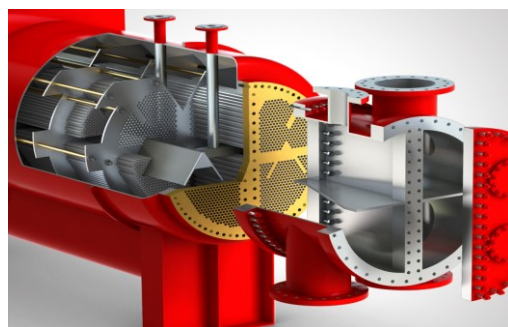
z horní části. Kondenzátor je osazen odvodněním jak parní a vodní části a odvzdušněním vodní části. V dolní části kondenzátoru je umístěn sběrač kondenzátu, který se plní kondenzátem a následně je odčerpán kondenzačními čerpadly. Na pravé a levé straně kondenzátoru jsou umístěná hrdla pro odsávání nekondenzujících plynů z kondenzátoru.

Kondenzátor je s výstupní částí turbíny pevně spojen přírubovým spojem. Hmotnost kondenzátoru je včetně obsahu chladicí vody a kondenzátu vyvážen pružinami, na kterých je kondenzátor uložen.

Parní prostor je opatřen vodícími plechy, které rozdělují proud páry na jednotlivé skupiny chladicích trubek a svádí kondenzát do spodní části kondenzátoru tak, aby se zabránilo jeho podchlazení.

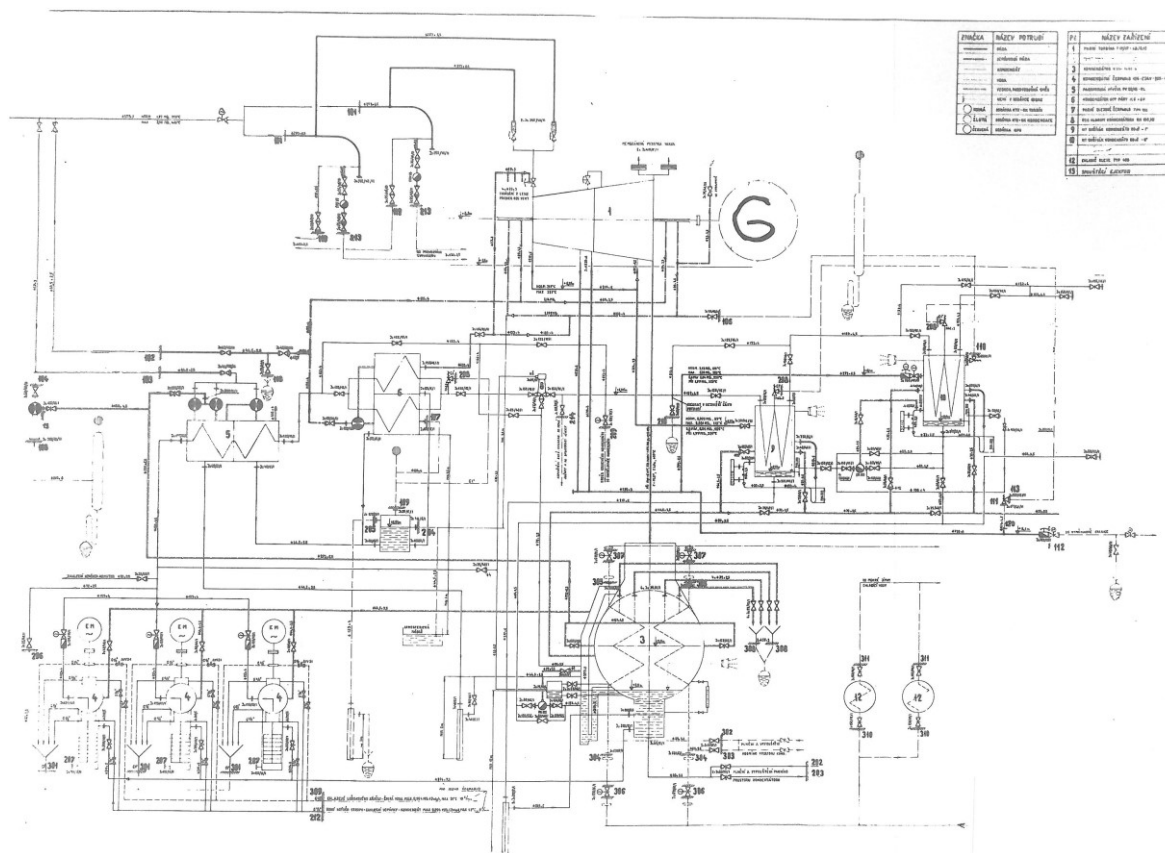


Obrázek 7.1 - Povrchový kondenzátor turbogenerátoru TG14 [11]



Obrázek 7.2 - Kondenzátory s horizontálně orientovaným trubkovým svazkem [14]

## 7.2 Technologické schéma



Obrázek 7.3 - Technologické schéma turbogenerátoru TG14 [11]

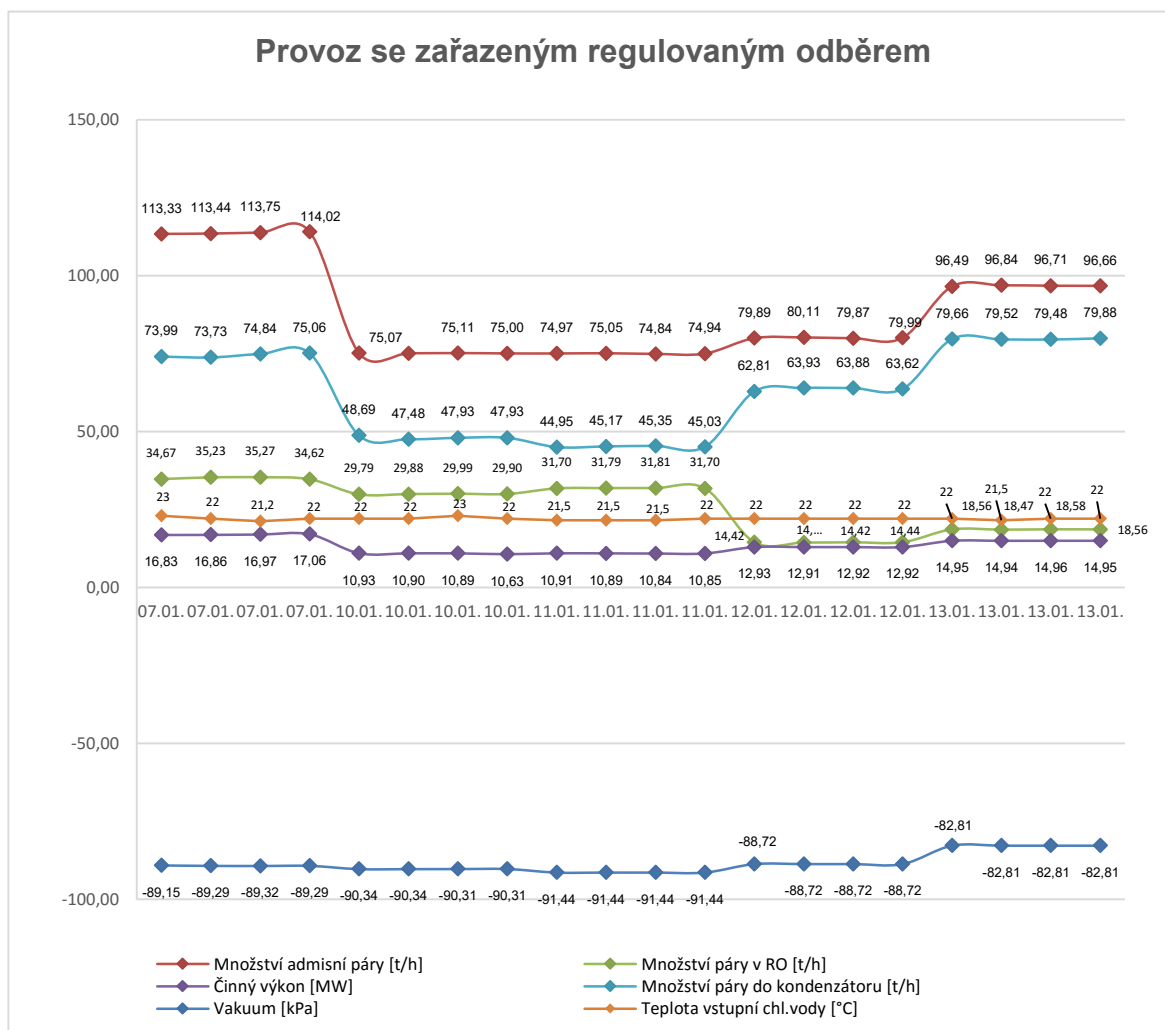
### 7.3 Popis provozních stavů

Turbogenerátor TG14 v technologii teplárny je určen primárně pro výrobu elektrické energie. Turbogenerátor TG14 je vybaven regulovaným odběrem páry pro ohřev topné vody. Jelikož dlouhodobě dochází k snižování odběru množství topné vody. Z toho důvodu přibývá provozních hodin, kdy turbína jede bez zařazeného regulovaného odběru nebo z minimálního odběru do 10 [t.h<sup>-1</sup>]. Dle technických parametrů turbíny provoz bez regulovaného odběru je teoretický možný pouze při teplotě vstupní chladicí vody max. 20 [°C]. V případě nárůstů vstupní teploty chladicí vody dochází k zvýšení teploty kondenzace v kondenzátoru. To má za důsledek zvýšení tlaku a teploty ve výstupním hrdle z turbíny. Dojde k snížení účinnosti a zvětšení měrných spotřeb. Proto je nutné snížit množství páry do turbíny a tím dojde i k snížení elektrického výkonu.

Provedl jsem odečet provozních hodnot, na kterých je nejviditelnější rozdíl mezi provozem při zařazeném nebo nezařazeném regulovaném odběru.

### 7.3.1 Provoz se zařazeným regulovaným odběrem

Provoz se zařazeným regulovaným odběrem je z pohledu provozních a ekonomických velmi výhodný protože turbína pracuje v nejefektivnějších pracovních oblastech. Je využit celý její konstrukční potenciál. Tento provozní stav je velmi ovlivněn poptávkou po páře pro ohřev primárního topného okruhu.



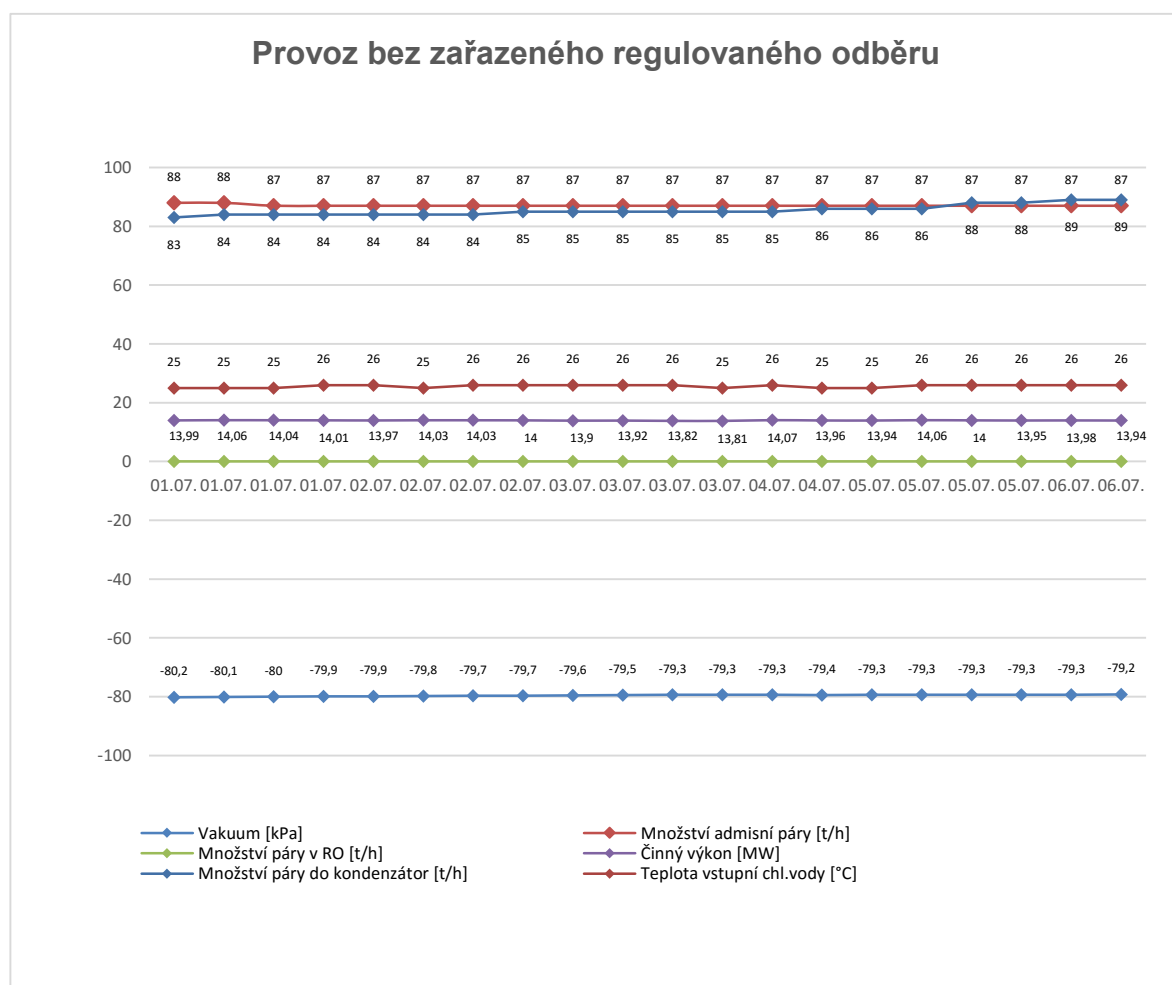
Obrázek 7.4 - Graf provozních hodnot se zařazeným regulovaným odběrem

### 7.3.2 Provoz s nezařazeným regulovaným odběrem

Není to standartní provozní stav daného turbogenerátoru. V tomto případě proudí do kondenzátoru větší množství páry pro dosažení většího elektrického výkonu. Množství vstupní páry do turbíny se blíží její maximální hodnotě. Teplosměnná plocha stávajícího



kondenzátoru se stává nedostačující i z důvodu zvýšení teploty chladicí vody. Ta roste s nárůstem venkovní teploty a většinou nárůst venkovní teploty snižuje poptávku po topné vodě. Jelikož poptávka po elektrickém výkonu neklesá, vznikl požadavek pro návrh řešení, jak dosáhnou max. elektrického výkonu za těchto podmínek při zachování přijatelných měrných spotřeb. Za stávajícího technického stavu kondenzačního okruhu nelze tento požadavek splnit. Vysoká teplota vstupní chladicí vody a nedostačující teplosměnná plocha způsobuje zvýšení tlaku ve výstupním hrdle turbíny na nepřijatelnou hodnotu. Tlak roste až na hodnotu 0,019 [MPa] a v tom okamžiku dochází k snížení žádané hodnoty elektrického výkonu.



Obrázek 7.5 - Graf provozních hodnot s nezařazeným regulovaným odběrem

## 8 Řešení provozu s nezařazeným regulovaným odběrem

Mnou navrhované řešení vzniklé situace ohledně požadavku provozu turbogenerátoru na dosažení max. elektrického výkonu 17 [MW] v období vysokých venkovních teplot a snížení poptávky po topné vodě. Po zvážení situace navrhuji dvě varianty. Obě varianty obnáší úpravu kondenzačního okruhu v podobě zvětšení teplosměnné plochy a instalaci dalšího čerpadla chladicí vody z důvodu zvětšení množství chladicí vody.

### 8.1 Varianta A: externí kondenzátor

V tomto řešení navrhuji provést zvětšení teplosměnné plochy v podobě instalace externího kondenzátoru, který pokryje přebytky páry při provozu bez zařazeného regulovaného odběru. Kondenzátor bude umístěn na stejné výškové úrovni jak stávající kondenzátor (na 0 metrech) v blízkosti stávajícího kondenzátoru. Připojený bude do horní nadstavby stávajícího kondenzátoru. Bude nutné provést konstrukční úpravy na rozrážecích deskách, abych docílil dostatečného proudění páry i do externího kondenzátoru. Odpojení kondenzátoru se navrhne uzavírací klapá. Návrh klapky provedu podle rozměrů přívodního potrubí do externího kondenzátoru a prostorovými možnostmi v prostoru umístění externího kondenzátoru. Chladicí vodu o objemu 300 [l.s<sup>-1</sup>] bude dodávat nové vertikální chladicí čerpadlo, které bude připojené na sání ze stávající jímky. K odčerpání kondenzátu z externího kondenzátoru budou využity stávající kondenzační čerpadla. Schéma zapojení externího kondenzátoru je v příloze A a 3D model umístění navrženého externího kondenzátoru v příloze B.

### 8.2 Varianta B: nový kondenzátor

V tomto řešení navrhuji provést zvětšení teplosměnné plochy v podobě nahrazení stávajícího kondenzátoru za nový o zvětšené teplosměnné ploše, která pokryje přebytky páry při provozu bez zařazeného regulovaného odběru. Nový kondenzátor bude umístěn na stejné pozici jak stávající kondenzátor (na 0 metrech). Z důvodu zvětšení teplosměnné plochy je nutné nainstalovat nové čerpadlo chladicí vody o 300 [l.s<sup>-1</sup>]. Nové vertikální čerpadlo chladicí vody bude dodávat 300 [l.s<sup>-1</sup>] množství chladicí vody z důvodu dodržení optimální rychlosti proudění kolem 2 [m.s<sup>-1</sup>]. Nové čerpadlo chladicí vody bude připojeno k sání ze stávající sítě. Pro odčerpání kondenzátu z nového kondenzátoru budou využity stávající kondenzační čerpadla. Schéma zapojení nového kondenzátoru je v příloze C a 3D model umístění navrženého nového kondenzátoru v příloze D.

## 9 Výpočet měrné spotřeby

Provedl jsem výpočet měrné spotřeby. Vycházím z hodinové spotřeby paliva a činného výkonu turbíny. Měrnou spotřebu udávám v  $[MJ.MWh^{-1}]$ . Výpočet provedu na základě provozních hodnot bez zařazeného regulovaného odběru se stávajícím nevyhovujícím kondenzátorem a s navrženým novým kondenzátorem.

### 9.1 Hodnoty stávajícího kondenzátoru

Množství vstupní páry do turbíny	$m_p \dots$	95 $[t.h^{-1}]$
Entalpie vstupní páry do turbíny	$i_{ps} \dots$	3138 $[kJ.kg^{-1}]$
Tlak vstupní páry do turbíny	$p_p \dots$	1,84 $[MPa]$
Činný výkon turbo generátoru	$P_s \dots$	13 $[MWh]$

$$\begin{aligned}
 M_{ps} &= i_p \times \dot{m}_p \\
 M_{ps} &= 3,138 \times 95 \\
 M_{ps} &= 298,11 [GJ]
 \end{aligned} \tag{9.1}$$

$$\begin{aligned}
 m_{ps} &= \frac{M_{ps}}{P_s} \times 1000 \\
 m_{ps} &= \frac{298,11}{13} \times 1000 \\
 m_{ps} &= 22931 [MJ.MWh^{-1}]
 \end{aligned} \tag{9.2}$$

### 9.2 Hodnoty nového kondenzátoru

Množství vstupní páry do turbíny	$m_p$	95 $[t.h^{-1}]$
Entalpie vstupní páry do turbíny	$i_p$	3138 $[kJ.kg^{-1}]$
Tlak vstupní páry do turbíny	$p_{pn}$	1,84 $[MPa]$
Činný výkon turbo generátoru	$P_n$	17 $[MWh]$

$$\begin{aligned}
 M_{pn} &= i_p \times m_{p1} \\
 M_{pn} &= 3,138 \times 95 \\
 M_{pn} &= 298,11 [GJ]
 \end{aligned} \tag{9.3}$$

$$m_{pn} = \frac{M_{pn}}{p} \times 1000$$

$$m_{pn} = \frac{298,11}{17} \times 1000$$

$$m_{pn} = 17535 \text{ [MJ.MWh}^{-1}\text{]} \quad (9.4)$$

$$\Delta m_t = m_{ps} - m_{pn}$$

$$\Delta m_t = 22931 - 17535$$

$$\Delta m_t = 5396 \text{ [MJ.MWh}^{-1}\text{]} \quad (9.5)$$

Provedl jsem porovnání vypočtených měrných spotřeb. Úpravou kondenzačního okruhu dojde k snížení měrné spotřeby o 5396 [MJ.MWh<sup>-1</sup>] za provozu turbogenerátoru bez zařazeného regulovaného odběru při teplotě chladicí vody 26 [°C].

## 10 Výpočet parametrů stávajícího kondenzátoru pro chladicí vodu 20 [°C]

Provedu tepelný výpočet stávajícího kondenzátoru dle provozních hodnot, zadaných parametrů a ostatní hodnoty dohledám pomocí parních tabulek.

Množství páry do kondenzátoru	$m_{p1}$	26,4 [kg.s <sup>-1</sup> ]
Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru	$i_{p1}$	2580 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Tlak vakua v kondenzátoru	$p_k$	0,009 [MPa <sub>(a)</sub> ]
Teplota chladicí vody na vstupu	$t_{v1}$	20 [°C]
Druh chladicí vody		Věžová voda

### 10.1 Určení parametrů páry a chladicí vody

Vstupní parametry páry:	$p_k$	0,009 [MPa <sub>(a)</sub> ]
	$i_{p1}$	2580 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Parametry kondenzátu na mezi sytosti:	$i_k$	183,3 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
	$t_k$	43,79 [°C]
	$v_k$	0,0010094 [m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
Parametry chladicí vody:	$p_{v1}$	0,225 [MPa <sub>(a)</sub> ]
Entalpie chladicí vody:	$i_{v1}$	83,90 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Hustota chladicí vody:	$\rho_{v1}$	998,2 [kg.m <sup>-3</sup> ]
Měrná tepelná kapacita:	$cp_{v1}$	4,1818 [kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]

## 10.2 Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru

Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru je důležitý pro výpočet velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k) \\ \dot{Q} &= 26,4 \times (2580 - 183,3) \\ \dot{Q} &= 63272,88 \text{ [kW]}\end{aligned}\tag{10.1}$$

## 10.3 Výpočet teploty chladicí vody na výstupu

Ze zákona o zachování energie a bilanční rovnice vypočteme teplotu, o kterou se chladicí voda ohřeje oproti vstupní teplotě  $t_{v1}$ .

Vypočteme teplotu ohřátí vstupní chladicí vody.

$$\begin{aligned}\Delta t_v &= \frac{\dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k)}{\dot{m}_{v1} \cdot c_{p_{v1}}} \\ \Delta t_v &= \frac{26,4 \cdot (2580 - 183,3)}{1083,4 \cdot 1818} \\ \Delta t_v &= 13,97 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{10.2}$$

Teplotu výstupní chladicí vody dostaneme přičtením rozdílu k vstupní teplotě chladicí vody.

$$\begin{aligned}t_{v2} &= t_{v1} + \Delta t_v \\ t_{v2} &= 20 + 13,97 \\ t_{v2} &= 33,97 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{10.3}$$

## 10.4 Výpočet středního logaritmického rozdílu teplot

Důležitou hodnotou pro výpočet velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru střední logaritmický rozdíl teplot. Tu dostaneme po výpočtu teplotního rozdílu mezi teplotou kondenzátu a teplotou chladicí vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru.

$$\Delta t_1 = t_k + t_{v1}$$

$$\Delta t_1 = 43,79 - 20$$

$$\Delta t_1 = 23,79 [^{\circ}\text{C}] \quad (10.4)$$

$$\Delta t_2 = t_k + t_{v2}$$

$$\Delta t_2 = 43,79 - 33,97$$

$$\Delta t_2 = 9,82 [^{\circ}\text{C}] \quad (10.5)$$

Teplotní rozdíl  $\Delta t_2$  by neměl být nižší než 5 [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{23,79 - 9,82}{\ln \frac{23,79}{9,82}}$$

$$\Delta t_{ln} = 15,79 [^{\circ}\text{C}] \quad (10.6)$$

Pro výpočet teplosměnné plochy použijeme součinitel prostupu tepla pro mosazné trubky (CuNi10Fe1MnR290)  $k = 2892 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ . [15]

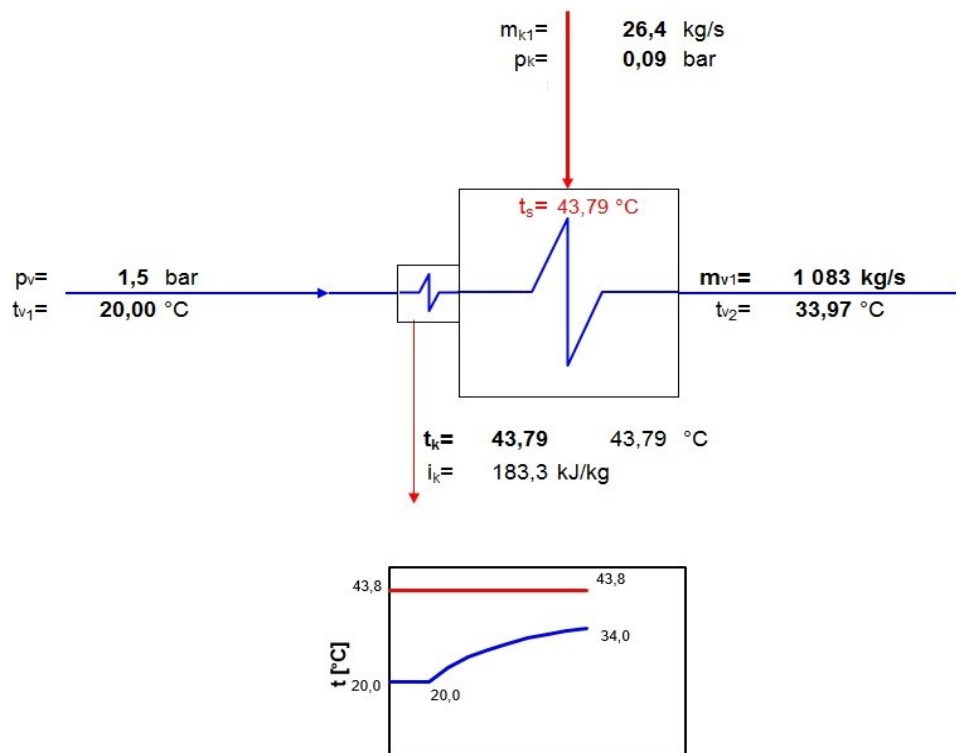
### 10.5 Výpočet velikosti teplosměnné plochy

$$\dot{Q} = k \times S \times \Delta t_{ln} [\text{W}]$$

$$S = \frac{\dot{Q}}{k \times \Delta t_{ln}}$$

$$S = \frac{63272880}{2892 \times 15,79}$$

$$S = 1385,6 [\text{m}^2] \quad (10.7)$$



Obrázek 10.1 - Schématické znázornění provozních hodnot

## 11 Výpočet parametrů stávajícího kondenzátoru pro chladicí vodu 26 [°C]

Provedu tepelný výpočet stávajícího kondenzátoru dle provozních hodnot, zadaných parametrů a ostatní hodnoty dohledám pomocí parních tabulek.

Množství páry do kondenzátoru	$m_{p1}$	26,4 [kg.s <sup>-1</sup> ]
Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru	$i_{p1}$	2580 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Tlak vakua v kondenzátoru	$p_k$	0,009 [MPa <sub>(a)</sub> ]
Teplota chladicí vody na vstupu	$t_{v1}$	26 [°C]
Druh chladicí vody		Věžovná voda

### 11.1 Určení parametrů páry a chladicí vody

Vstupní parametry páry:	$p_k$	0,009 [MPa <sub>(a)</sub> ]
	$i_{p1}$	2580 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]

Parametry kondenzátu na mezi sytosti:	$i_k$	183,3 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
	$t_k$	43,79 [°C]
	$v_k$	0,0010094 [m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
Parametry chladicí vody:	$p_{v1}$	0,25 [MPa <sub>(a)</sub> ]
Entalpie chladicí vody:	$i_{v1}$	108,98 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Hustota chladicí vody:	$\rho_{v1}$	996,7 [kg.m <sup>-3</sup> ]
Měrná tepelná kapacita:	$cp_{v1}$	4,1776 [kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]

### 11.2 Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru

Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru je důležitý pro výpočet velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k) \\ \dot{Q} &= 26,4 \times (2580 - 183,3) \\ \dot{Q} &= 63272,88 [kW]\end{aligned}\tag{11.1}$$

### 11.3 Výpočet teploty chladicí vody na výstupu

Ze zákona o zachování energie a bilanční rovnice vypočteme teplotu, o kterou se chladicí voda ohřeje oproti vstupní teplotě  $t_{v1}$ .

Vypočteme teplotu ohřátí vstupní chladicí vody.

$$\begin{aligned}\Delta t_v &= \frac{\dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k)}{\dot{m}_{v1} \cdot cp_{v1}} \\ \Delta t_v &= \frac{26,4 \times (2580 - 183,3)}{1083 \times 4,1818} \\ \Delta t_v &= 13,97 [°C]\end{aligned}\tag{11.2}$$

Teplotu výstupní chladicí vody dostaneme přičtením rozdílu k vstupní teplotě chladicí vody.

$$\begin{aligned}t_{v2} &= t_{v1} + \Delta t_v \\ t_{v2} &= 26 + 13,97 \\ t_{v2} &= 39,97 [°C]\end{aligned}\tag{11.3}$$



#### 11.4 Výpočet středního logaritmického rozdílu teplot

Důležitou hodnotou pro výpočet velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru střední logaritmický rozdíl teplot. Tu dostaneme po výpočtu teplotního rozdílu mezi teplotou kondenzátu a teplotou chladicí vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru.

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_k + t_{v1} \\ \Delta t_1 &= 43,79 - 26 \\ \Delta t_1 &= 17,79 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned} \quad (11.4)$$

$$\begin{aligned}\Delta t_2 &= t_k + t_{v2} \\ \Delta t_2 &= 43,79 - 39,97 \\ \Delta t_2 &= 3,82 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned} \quad (11.5)$$

Teplotní rozdíl  $\Delta t_2$  by neměl být nižší než 5 [°C]

$$\begin{aligned}\Delta t_{ln} &= \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \\ \Delta t_{ln} &= \frac{17,79 - 3,82}{\ln \frac{17,79}{3,82}} \\ \Delta t_{ln} &= 9,08 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned} \quad (11.6)$$

Pro výpočet teplosměnné plochy použijeme součinitel prostupu tepla pro mosazné trubky (CuNi10Fe1MnR290)  $k = 3242 \text{ [W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}\text{]}$

#### 11.5 Výpočet velikosti teplosměnné plochy

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= k \times S \times \Delta t_{ln} \text{ [W]} \\ S &= \frac{\dot{Q}}{k \times \Delta t_{ln}} \\ S &= \frac{63272880}{3242 \times 9,08} \\ S &= 2149,41 \text{ [m}^2\text{]} \end{aligned} \quad (11.7)$$

## 12 Výpočet parametrů kondenzátoru pro množství páry 20,83 [kg.s<sup>-1</sup>] a teplotě chladicí vody 26 [°C]

Provedu tepelný výpočet stávajícího kondenzátoru dle provozních hodnot při množství páry 20,83 [kg.s<sup>-1</sup>] a teplotě chladicí vody 26 [°C] a ostatní hodnoty dohledám pomocí parních tabulek.

Množství páry do kondenzátoru	$m_{p1}$	20,83 [kg.s <sup>-1</sup> ]
Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru	$i_{p1}$	2580 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Tlak vakua v kondenzátoru	$p_k$	0,009 [MPa <sub>(a)</sub> ]
Teplota chladicí vody na vstupu	$t_{v1}$	26 [°C]
Druh chladicí vody		Věžová voda

### 12.1 Určení parametrů páry a chladicí vody

Vstupní parametry páry:	$p_k$	0,009 [MPa <sub>(a)</sub> ]
	$i_{p1}$	2580 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Parametry kondenzátu na mezi sytosti:	$i_k$	183,3 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
	$t_k$	43,79 [°C]
	$v_k$	0,0010094 [m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
Parametry chladicí vody:	$p_{v1}$	0,25 [MPa <sub>(a)</sub> ]
Entalpie chladicí vody:	$i_{v1}$	108,98 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Hustota chladicí vody:	$\rho_{v1}$	996,7 [kg.m <sup>-3</sup> ]
Měrná tepelná kapacita:	$cp_{v1}$	4,1776 [kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]

### 12.2 Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru

Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru je důležitý pro výpočet velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q} &= \dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k) \\
 \dot{Q} &= 20,83 \times (2580 - 183,3) \\
 \dot{Q} &= 49928,26 [kW]
 \end{aligned}
 \tag{12.1}$$

### 12.3 Výpočet teploty chladicí vody na výstupu

Ze zákona o zachování energie a bilanční rovnice vypočteme teplotu, o kterou se chladicí voda ohřeje oproti vstupní teplotě  $t_{v1}$ .

Vypočteme teplotu ohřátí vstupní chladicí vody.

$$\begin{aligned}\Delta t_v &= \frac{\dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k)}{\dot{m}_{v1} \cdot c_{p_{v1}}} \\ \Delta t_v &= \frac{20,83 \times (2580 - 183,3)}{1083 \times 4,1776} \\ \Delta t_v &= 11,03 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{12.2}$$

Teplotu výstupní chladicí vody dostaneme přičtením rozdílu k vstupní teplotě chladicí vody.

$$\begin{aligned}t_{v2} &= t_{v1} + \Delta t_v \\ t_{v2} &= 26 + 11,03 \\ t_{v2} &= 37,03 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{12.3}$$

### 12.4 Výpočet středního logaritmického rozdílu teplot

Důležitou hodnotou pro výpočet velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru střední logaritmický rozdíl teplot. Dostaneme po výpočtu teplotního rozdílu mezi teplotou kondenzátu a teplotou chladicí vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru.

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_k + t_{v1} \\ \Delta t_1 &= 43,79 - 26 \\ \Delta t_1 &= 17,79 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{12.4}$$

$$\begin{aligned}\Delta t_2 &= t_k + t_{v2} \\ \Delta t_2 &= 43,79 - 37,03 \\ \Delta t_2 &= 6,76 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{12.5}$$

Teplotní rozdíl  $\Delta t_2$  by neměl být nižší než 5 [°C]

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{17,79 - 6,76}{\ln \frac{17,79}{6,76}}$$

$$\Delta t_{ln} = 11,399 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (12.6)$$

## 12.5 Výpočet velikosti teplosměnné plochy

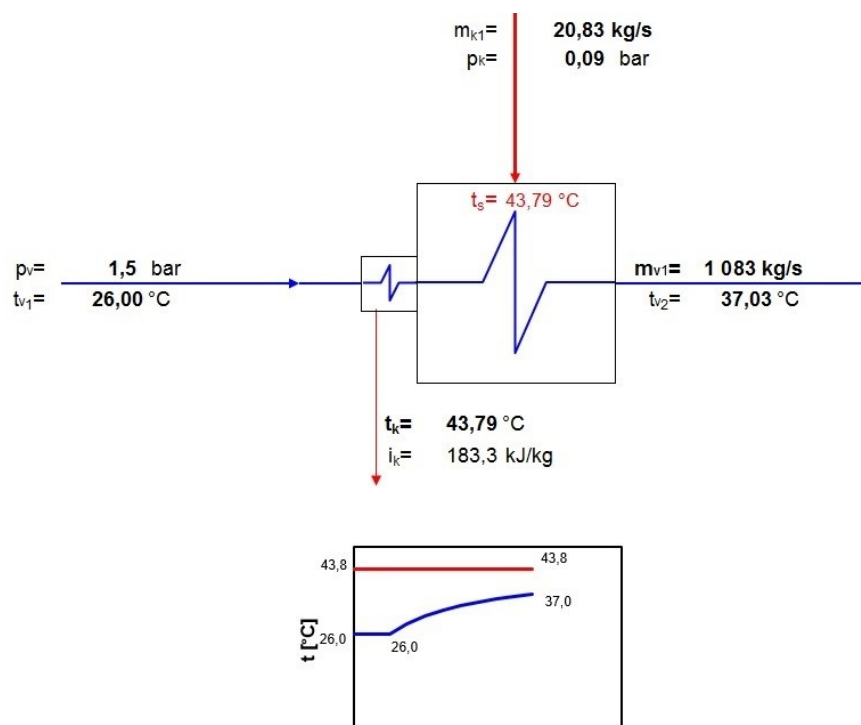
Pro výpočet teplosměnné plochy použijeme součinitel prostupu tepla pro mosazné trubky (CuNi10Fe1MnR290)  $k = 3242 \text{ [W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$ . [15]

$$\dot{Q} = k \times S \times \Delta t_{ln} \text{ [W]}$$

$$S = \frac{\dot{Q}}{k \times \Delta t_{ln}}$$

$$S = \frac{49928260}{3242 \times 11,399}$$

$$S = 1351 \text{ [m}^2\text{]} \quad (12.7)$$



Obrázek 12.1 - Schématické znázornění provozních hodnot

Dle výsledku výpočtu je nutné při venkovních teplotě  $>25$  [°C] pro provoz při elektrickém výkonu 17 [MW] zkondenzovat o 20 [t.h<sup>-1</sup>] páry více.

### 13 Výpočet parametrů externího kondenzátoru

Provedu tepelný výpočet externího kondenzátoru pro množství páry 20 [t.h<sup>-1</sup>] a teplotu chladicí vody 26 [°C] a ostatní hodnoty dohledám pomocí parních tabulek.

Množství páry do kondenzátoru	$m_{p1}$	5,56 [kg/s]
Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru	$i_{p1}$	2580 [kJ/kg]
Tlak vakua v kondenzátoru	$p_k$	0,09 [bar <sub>(a)</sub> ]
Teplota chladicí vody na vstupu	$t_{v1}$	26 [°C]
Druh chladicí vody		Věžová voda

#### 13.1 Určení parametrů páry a chladicí vody

Vstupní parametry páry:	$p_k$	0,009 [MPa <sub>(a)</sub> ]
	$i_{p1}$	2580 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Parametry kondenzátu na mezi sytosti:	$i_k$	183,3 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
	$t_k$	43,79 [°C]
	$v_k$	0,0010094 [m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
Parametry chladicí vody:	$p_{v1}$	0,25 [MPa <sub>(a)</sub> ]
Entalpie chladicí vody:	$i_{v1}$	108,98 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Hustota chladicí vody:	$\rho_{v1}$	996,7 [kg.m <sup>-3</sup> ]
Měrná tepelná kapacita:	$c_{p,v1}$	4,1776 [kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]

#### 13.2 Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru

Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru je důležitý pro výpočet velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q} &= \dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k) \\
 \dot{Q} &= 5,56 \times (2580 - 183,3) \\
 \dot{Q} &= 13181,85 \text{ [kW]}
 \end{aligned}
 \tag{13.1}$$

### 13.3 Výpočet teploty chladicí vody na výstupu

Ze zákona o zachování energie a bilanční rovnice vypočteme teplotu, o kterou se chladicí voda ohřeje oproti vstupní teplotě  $t_{v1}$ .

Vypočteme teplotu ohřátí vstupní chladicí vody.

$$\begin{aligned}\Delta t_v &= \frac{\dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k)}{\dot{m}_{v1} \cdot c_{p_{v1}}} \\ \Delta t_v &= \frac{5,56 \times (2580 - 183,3)}{290 \times 4,1776} \\ \Delta t_v &= 11 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{13.2}$$

Teplotu výstupní chladicí vody dostaneme přičtením rozdílu k vstupní teplotě chladicí vody.

$$\begin{aligned}t_{v2} &= t_{v1} + \Delta t_v \\ t_{v2} &= 26 + 11 \\ t_{v2} &= 37 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{13.3}$$

### 13.4 Výpočet středního logaritmického rozdílu teplot

Důležitou hodnotou pro výpočet velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru je střední logaritmický rozdíl teplot. Tu dostaneme po výpočtu teplotního rozdílu mezi teplotou kondenzátu a teplotou chladicí vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru.

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_k + t_{v1} \\ \Delta t_1 &= 43,79 - 26 \\ \Delta t_1 &= 17,79 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{13.4}$$

$$\begin{aligned}\Delta t_2 &= t_k + t_{v2} \\ \Delta t_2 &= 43,79 - 37 \\ \Delta t_2 &= 6,79 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{13.5}$$

Teplotní rozdíl  $\Delta t_2$  by neměl být nižší než 5 [°C]

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{17,79 - 6,79}{\ln \frac{17,79}{6,79}}$$

$$\Delta t_{ln} = 11,42 [^{\circ}C] \quad (13.6)$$

### 13.5 Výpočet velikosti teplosměnné plochy

Pro výpočet teplosměnné plochy použijeme součinitel prostupu tepla pro mosazné trubky (CuNi10Fe1MnR290)  $k = 3242 [W.m^{-2}.K^{-1}]$ . [15]

$$\dot{Q} = k \times S \times \Delta t_{ln} [W]$$

$$S = \frac{\dot{Q}}{k \times \Delta t_{ln}}$$

$$S = \frac{13181,85}{3242 \times 11,42}$$

$$S = 356,04 [m^2] \quad (13.7)$$

### 13.6 Výpočet délky teplosměnných trubek

$$L^{tr} = \frac{\rho_{v1} \times S \times w_s \times d_i^2}{8 \times \dot{m}_{v1} \times d_e}$$

$$L^{tr} = \frac{996,7 \times 356,04 \times 2 \times 0,020^2}{8 \times 290 \times 0,022}$$

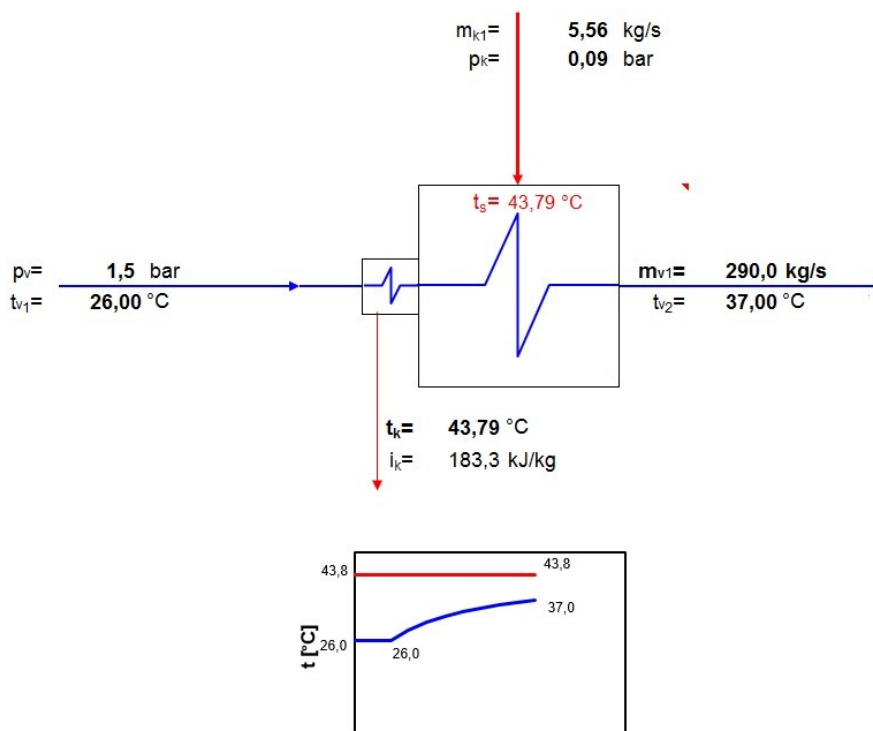
$$L^{tr} = 5,56 [m] \quad (13.8)$$

### 13.7 Výpočet počtu teplosměnných trubek

$$n^{tr} = \frac{S}{\pi \times d_e \times L^{tr}}$$

$$n^{tr} = \frac{356,04}{\pi \times 0,022 \times 5,56}$$

$$n^{tr} = 927 [ks] \quad (13.9)$$



Obrázek 13.1 - Schématické znázornění provozních hodnot

## 14 Výpočet parametrů nového kondenzátoru pro chladicí vodu 26 [°C]

Provedu tepelný výpočet stávajícího kondenzátoru dle provozních hodnot, zadaných parametrů a ostatní hodnoty dohledám pomocí parních tabulek.

Množství páry do kondenzátoru	$m_{p1}$	26,4 [kg.s <sup>-1</sup> ]
Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru	$i_{p1}$	2580 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Tlak vakua v kondenzátoru	$p_k$	0,009 [MPa <sub>(a)</sub> ]
Teplota chladicí vody na vstupu	$t_{v1}$	26 [°C]
Druh chladicí vody		Věžová voda

### 14.1 Určení parametrů páry a chladicí vody

Vstupní parametry páry:	$p_k$	0,009 [MPa <sub>(a)</sub> ]
	$i_{p1}$	2580 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Parametry kondenzátu na mezi sytosti:	$i_k$	183,3 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
	$t_k$	43,79 [°C]
	$v_k$	0,0010094 [m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ]
Parametry chladicí vody:	$p_{v1}$	0,25 [MPa <sub>(a)</sub> ]



Entalpie chladicí vody:	$i_{v1}$	108,98 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Hustota chladicí vody:	$\rho_{v1}$	996,7 [kg.m <sup>-3</sup> ]
Měrná tepelná kapacita:	$c_{p_{v1}}$	4,1776 [kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]

#### 14.2 Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru

Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru je důležitý pro výpočet velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k) \\ \dot{Q} &= 26,4 \times (2580 - 183,3) \\ \dot{Q} &= 63272,88 \text{ [kW]}\end{aligned}\tag{14.1}$$

#### 14.3 Výpočet teploty chladicí vody na výstupu

Ze zákona o zachování energie a bilanční rovnice vypočteme teplotu, o kterou se chladicí voda ohřeje oproti vstupní teplotě  $t_{v1}$ .

Vypočteme teplotu ohřátí vstupní chladicí vody.

$$\begin{aligned}\Delta t_v &= \frac{\dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k)}{\dot{m}_{v1} \cdot c_{p_{v1}}} \\ \Delta t_v &= \frac{26,4 \times (2580 - 183,3)}{1373 \times 4,1776} \\ \Delta t_v &= 11,03 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{14.2}$$

Teplotu výstupní chladicí vody dostaneme přičtením rozdílu k vstupní teplotě chladicí vody.

$$\begin{aligned}t_{v2} &= t_{v1} + \Delta t_v \\ t_{v2} &= 26 + 11,03 \\ t_{v2} &= 37,03 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{14.3}$$

#### 14.4 Výpočet středního logaritmického rozdílu teplot

Důležitou hodnotou pro výpočet velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru je střední logaritmický rozdíl teplot. Tu dostaneme po výpočtu teplotního rozdílu mezi teplotou kondenzátu a teplotou chladicí vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru.

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_k + t_{v1} \\ \Delta t_1 &= 43,79 - 26 \\ \Delta t_1 &= 17,79 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned} \tag{14.4}$$

$$\begin{aligned}\Delta t_2 &= t_k + t_{v2} \\ \Delta t_2 &= 43,79 - 37,03 \\ \Delta t_2 &= 6,76 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned} \tag{14.5}$$

Teplotní rozdíl  $\Delta t_2$  by neměl být nižší než 5 [°C]

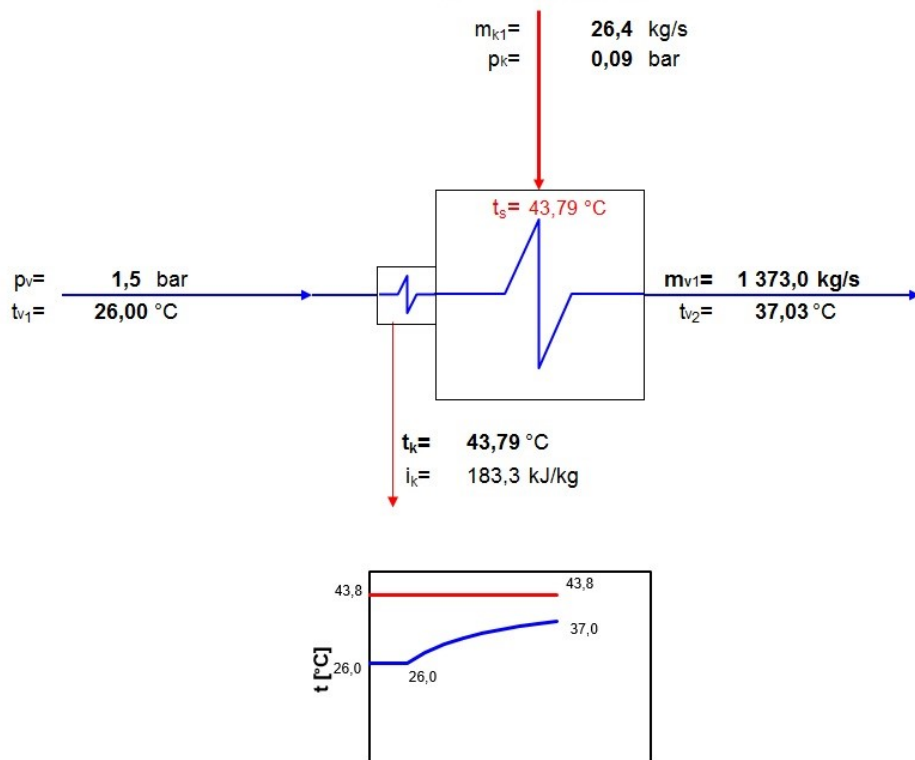
$$\begin{aligned}\Delta t_{ln} &= \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \\ \Delta t_{ln} &= \frac{17,79 - 6,76}{\ln \frac{17,79}{6,76}} \\ \Delta t_{ln} &= 11,4 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned} \tag{14.6}$$

Pro výpočet teplosměnné plochy použijeme součinitel prostupu tepla pro mosazné trubky (CuNi10Fe1MnR290)  $k = 3242 \text{ [W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}\text{]}$ . [15]

#### 14.5 Výpočet velikosti teplosměnné plochy

$$\dot{Q} = k \times S \times \Delta t_{ln} \text{ [W]}$$

$$\begin{aligned}S &= \frac{\dot{Q}}{k \times \Delta t_{ln}} \\ S &= \frac{63272880}{3242 \times 11,4} \\ S &= 1711,98 \text{ [m}^2\text{]} \end{aligned} \tag{14.7}$$



Obrázek 14.1 - Schématické znázornění provozních hodnot

#### 14.6 Výpočet délky teplosměnných trubek

$$L^{tr} = \frac{\rho_{v1} \times S \times w_s \times d_i^2}{8 \times \dot{m}_{v1} \times d_e}$$

$$L^{tr} = \frac{996,7 \times 1711,98 \times 2 \times 0,020^2}{8 \times 1373 \times 0,022}$$

$$L^{tr} = 5,65 [m] \quad (14.8)$$

#### 14.7 Výpočet počtu teplosměnných trubek

$$n^{tr} = \frac{S}{\pi \times d_e \times L^{tr}}$$

$$n^{tr} = \frac{1711,98}{\pi \times 0,022 \times 5,65}$$

$$n^{tr} = 4384 [ks] \quad (14.9)$$

## 15 Souhrn výsledků výpočtů

Varianta	A	B	
Množství vstupní páry	5,56	26,4	[kg/s]
Množství chladicí vody	290	1373	[kg/s]
Teplota chladicí vody	26	26	[°C]
Vnější průměr trubek	0,022	0,022	[mm]
Tloušťka stěny trubek	0,001	0,001	[mm]
Vnitřní průměr trubek	0,02	0,02	[mm]
Velikost teplosměnné plochy	356	1712	[m]
Délka trubek	5560	5650	[mm]
Počet trubek	927	4384	[-]

Tabulka 15.1 - Souhrn vypočtených hodnot pro variantu A a B

## 16 Návrh kondenzátoru varianty A

U této varianty předpokládám provedení zvětšení teplosměnné plochy stávajícího kondenzátoru návrhem externího přídavného kondenzátoru. Z vypočtených hodnot vyšlo, že při venkovní teplotě  $>25$  [°C] se zvedá teplota chladicí vody k 26 [°C] na vstupu do kondenzátoru. Stávající plocha 1400 [m<sup>2</sup>] je dostačující při zachování tlaku 0,009 MPa ve výstupním hrdle turbíny je při max. množství výstupní páry z turbíny 20,83 [kg.s<sup>-1</sup>] odpovídá elektrický výkon 13,9 [MW]. Pro dosažení max. elektrického výkonu 17 [MW] je nutno navýšit množství páry na vstupu do turbíny z 20,83 [kg.s<sup>-1</sup>] na 26,4 [kg.s<sup>-1</sup>]. Z toho plyne, že pro dosažení optimálních provozních parametrů musím do 5,56 [kg.s<sup>-1</sup>] páry. V této variantě to provedu návrhem externího kondenzátoru, který bude připojen k vstupnímu hrdlu stávajícího kondenzátoru. Tvarovou úpravou rozrážecího plechu bych docílil nasměrování určitého množství páry do externího kondenzátoru. V potrubí mezi hlavním kondenzátorem a externím kondenzátorem bude umístěna klapá, pomocí které je možno v případě potřeby externí kondenzátor vyřadit z provozu.

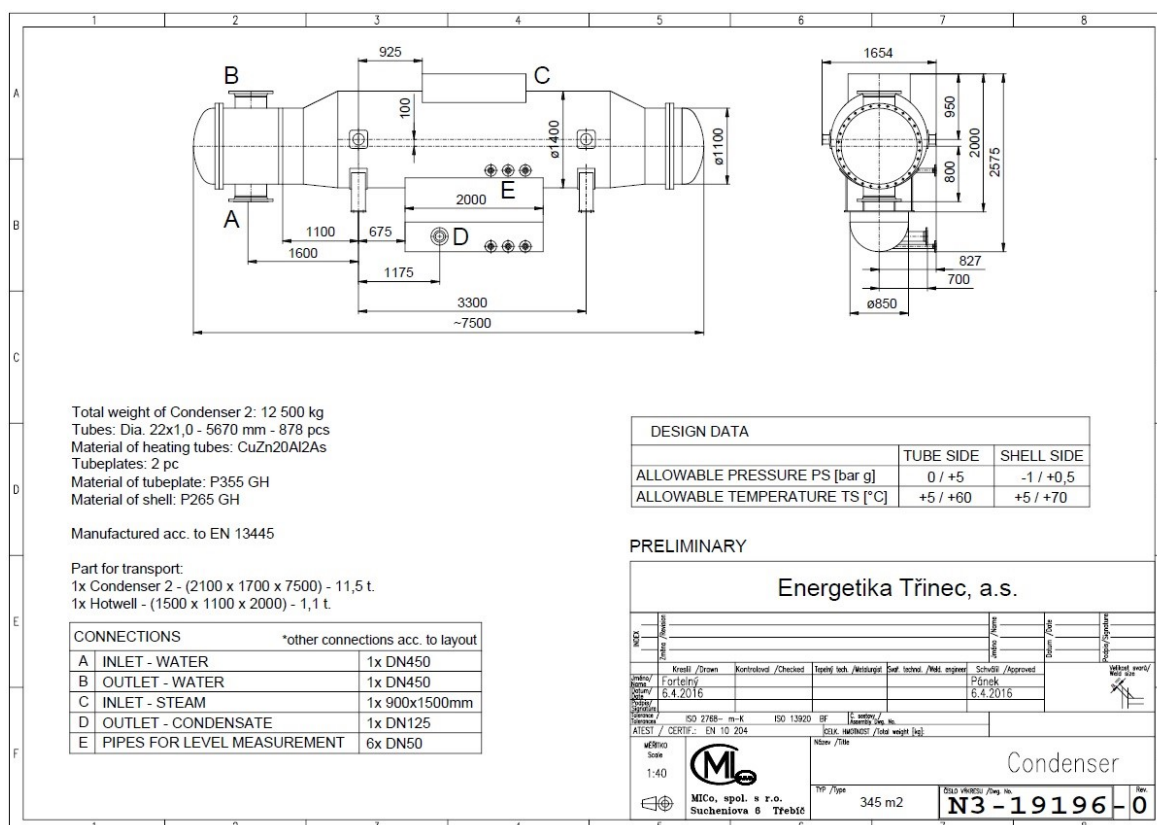
**16.1 Parametry pro návrh externího kondenzátoru.**

Množství páry do kondenzátoru	$m_{p1}$	5,56 [kg.s <sup>-1</sup> ]
Tepelný výkon kondenzátoru	Q	13182 [kW]
Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru	$i_{p1}$	2580 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Tlak vakua v kondenzátoru	$p_k$	0,009 [MPa <sub>(a)</sub> ]
Velikost teplosměnné plochy	S	356 [m <sup>2</sup> ]
Teplota chladicí vody na vstupu	$t_{v1}$	26 [°C]
Množství chladicí vody	$m_{v1}$	290 [kg.s <sup>-1</sup> ]
Rychlost proudění chladicí vody	$v_{v1}$	2 [m.s <sup>-1</sup> ]
Druh chladicí vody	Věžová voda	

Na základě zadání jsem požádal firmu Mico, s.r.o. o konzultaci ohledně výrobních možností a ceny za výrobu kondenzátoru. Z konzultace vzešla nabídka na kondenzátor o parametrech vyspecifikovaných v tabulce 16.1

Název	Kondenzátor ver. A	
Teplosměnná plocha	345	[m <sup>2</sup> ]
Tepelný výkon kondenzátoru	13325	[kW]
Množství trubek	878	[ks]
Vnější průměr trubek	22	[mm]
Tloušťka stěny	1	[mm]
Délka trubek	5670	[mm]
Materiál trubek	CuZn20Al2As	
Způsob ukončení v trubkovnici	zaválcováním	
Materiál trubkovnice	P355 GH	
Materiál pláště kondenzátoru	P265 GH	
Korozní přírůstek	1	[mm]
Vnější průměry kondenzátoru	1100 / 1400	[mm]
Délka kondenzátoru	7500	[mm]
Vstupní hrdlo páry z turbíny	900 x 1500	[mm]
Výstupní potrubí kondenzátu	DN 125	
Velikost vstupního a výstupního potrubí chladicí vody	DN 450	
Váha kondenzátoru	12500	[kg]

Tabulka 16.1 - Parametry externího kondenzátoru



Obrázek 16.1 - Výkres externí kondenzátoru [15]

## 16.2 Nové zařízení do navrženého kondenzačního okruhu

Po instalaci externího kondenzátoru bude nutné doplnit do stávajícího kondenzačního okruhu dvoustupňovou paroproudou vývěvu a čerpadlo chladicí vody.

Zbylé zařízení jako kondenzační čerpadla, chladicí věže budou využity stávající.

## 17 Návrh nového kondenzátoru varianty B

U této varianty předpokládám provedení zvětšení teplosměnné plochy stávajícího kondenzátoru za nový kondenzátor. Z vypočtených hodnot vyšlo, že při venkovní teplotě  $>25$  [°C] se zvedá teplota chladicí vody k 26 [°C] na vstupu do kondenzátoru. Stávající plocha 1400 [m<sup>2</sup>] je dostačující při zachování tlaku 0,009 [MPa] ve výstupním hrdle turbíny je při max. množství výstupní páry z turbíny 20,83 [kg.s<sup>-1</sup>] odpovídá elektrický výkon 13,9 [MW]. Pro dosažení max. elektrického výkonu 17 [MW] je nutno navýšit množství páry na vstupu do turbíny z 20,83 [kg.s<sup>-1</sup>] na 26,4 [kg.s<sup>-1</sup>]. Z toho plyne, že pro dosažení optimálních provozních parametrů musím odvést 5,56 [kg.s<sup>-1</sup>] páry. V této variantě to

provedu návrhem nového kondenzátoru, který bude umístěn na místě stávajícího kondenzátoru a bude připojen přímo na vstupní hrdlo turbíny.

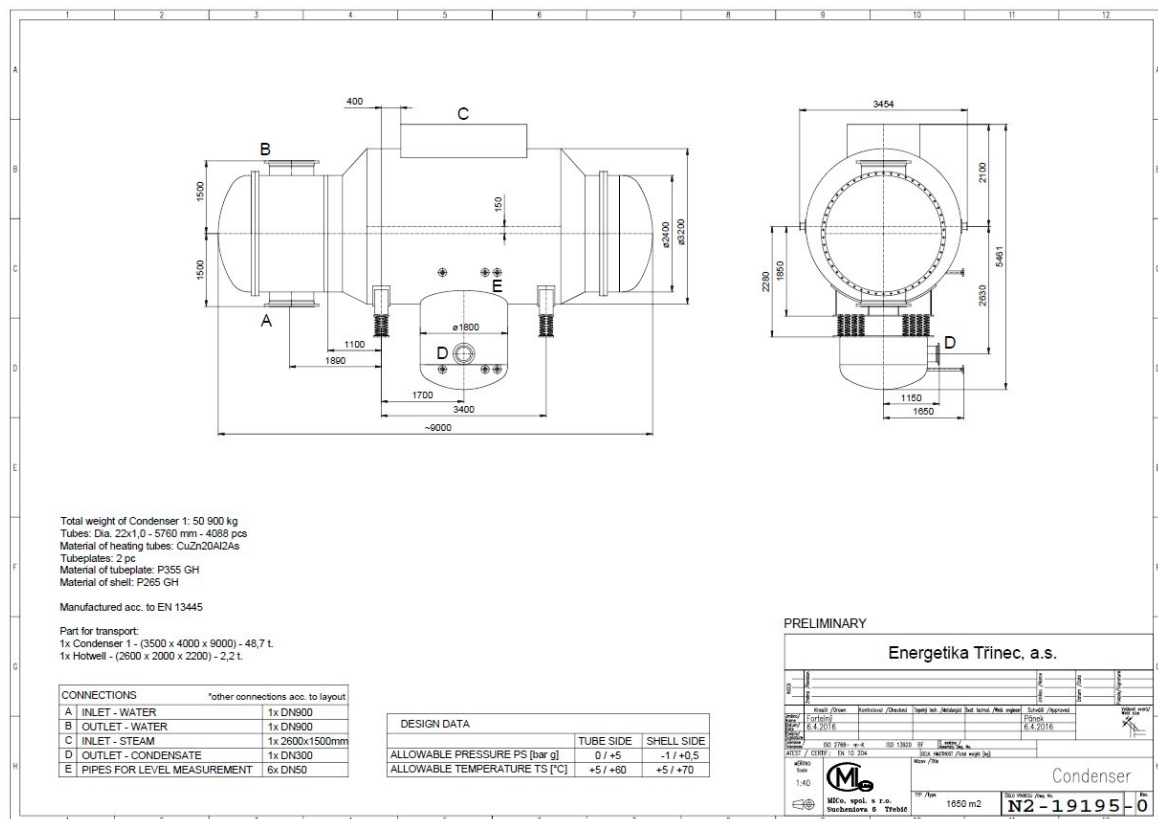
### 17.1 Parametry pro návrh nového kondenzátoru.

Množství páry do kondenzátoru	$m_{p1}$	26,4 [kg.s <sup>-1</sup> ]
Tepelný výkon kondenzátoru	Q	63273 [kW]
Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru	$i_{p1}$	2580 [kJ.kg <sup>-1</sup> ]
Tlak vakua v kondenzátoru	$p_k$	0,009 [MPa <sub>(a)</sub> ]
Velikost teplosměnné plochy	S	356 [m <sup>2</sup> ]
Teplota chladicí vody na vstupu	$t_{v1}$	26 [°C]
Množství chladicí vody	$m_{v1}$	1712 [kg.s <sup>-1</sup> ]
Rychlost proudění chladicí vody	$v_{v1}$	2 [m.s <sup>-1</sup> ]
Druh chladicí vody	Věžová voda	

Na základě zadání jsem požádal firmu Mico, spol. s r.o. o konzultaci ohledně výrobních možností a ceny za výrobu kondenzátoru. Z konzultace vzešla nabídka na kondenzátor o parametrech vyspecifikovaných v tabulce 17.1.

Název	Kondenzátor var. B	
Teplosměnná plocha	1650	[m <sup>2</sup> ]
Tepelný výkon kondenzátoru	63273	[kW]
Množství trubek	4088	[ks]
Vnější průměr trubek	22	[mm]
Tloušťka stěny	1	[mm]
Délka trubek	5760	[mm]
Materiál trubek	CuZn20Al2As	
Způsob ukončení v trubkovnici	zaválcováním	
Materiál trubkovnice	P355 GH	
Materiál pláště kondenzátoru	P265 GH	
Krozní přídavek	1	[mm]
Vnější průměr kondenzátoru	2600 /3200	[mm]
Délka kondenzátoru	9000	[mm]
Vstupní hrdlo páry z turbíny	2600 x 1500	[mm]
Výstupní potrubí kondenzátu	DN 300	
Velikost vstupního a výstupního potrubí chladicí vody	DN 900	
Váha kondenzátoru	50900	[kg]

Tabulka 17.1 - Parametry nového kondenzátoru



Obrázek 17.1 - Výkres nového kondenzátoru [15]

## 17.2 Nové zařízení do navrženého kondenzačního okruhu

Po instalaci nového kondenzátoru bude nutné doplnit do stávajícího kondenzačního okruhu čerpadlo chladicí vody. Zbylé zařízení jako dvoustupňová paroproudá vývěva, kondenzační čerpadla, chladicí věže budou využity stávající.

## 18 Příslušenství kondenzačního okruhu

### 18.1 Vývěva

Vývěva je zařízení pro odčerpávání plynu z uzavřeného prostoru čímž vytváří v daném prostoru skoro vakuum (tlak v daném prostoru je nižší než atmosférický). Vývěvy můžeme dělit jednak podle fyzikálního principu činnosti nebo podle míry vakua, které mohou dosáhnout.



Rozdělení:

- Pístové vývěvy
- Rotační vývěvy
- Proudové vývěvy

#### 18.1.1 Pístové vývěvy

Jsou to zařízení, jejichž konstrukce odpovídá kompresoru, nasávajícímu vzduch (popř. jiný plyn) z omezeného prostoru a vytlačující ho do volné atmosféry. K dosažení velkého podtlaku je třeba těsného pístu a co nejmenší škodlivý prostor (značně ovlivňuje výkon vývěvy). Princip vývěvy bez vyrovnání tlaku mohou dosáhnout podtlaku cca 0,03 [MPa] a vývěvy při vyrovnání tlaku mohou dosáhnout podtlaku 0,005 až 0,001 [MPa].

Princip práce pístové vývěvy je, že pohybem pístu dochází k odsávání plynů z prostoru, kde se tvoří podtlak až do okamžiku dosažení rovnovážného stavu tzv. rovnovážného stavu. Vývěva odsaje pouze tolik plynů, kolik ho vniká netěsnostmi do prostorů.

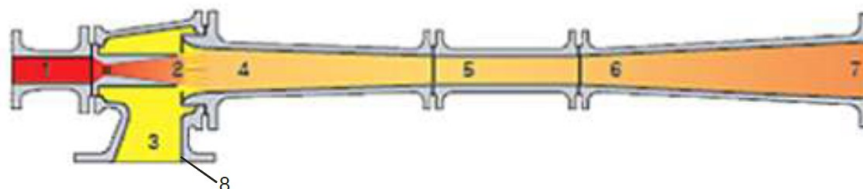
#### 18.1.2 Rotační vývěvy

Rotační vývěvy jsou určeny pro aplikace, kde se požadují dosažení větších podtlaků. Nejpoužívaněji rotační vývěvou je vodokružná vývěva. Princip vodokružné vývěvy je, že lopatkové kolo s pevnými lopatkami excentricky uloženo ve válcové skříni, která je z části zaplněná vodou (podle druhu čerpaného plynu jinou vhodnou kapalinou). Při provozu vývěvy dochází k vytlačování vody směrem k obvodu. Mezi vodou a nábojem kola se vytváří srpovitá pracovní prostor, rozdělený lopatkami na nestejně velké komůrky. Při zvětšování komůrky (vpravo svislé osy kola) se v ní tvoří podtlak, plyn může vstupovat do komůrky vnějším přetlakem. V místě zmenšení komůrky naopak tlak plynu vzrůstá, přemáhá vnější tlak a plyn vychází ze stroje. Plyn vstupuje i vystupuje srpovitými otvory ve víku. Stlačovací teplo je odváděno přímo vodou. Voda se podle teploty plynule vyměňuje. Vývěva je schopná dosáhnout podtlaku až 0,0005 [MPa].

### 18.1.3 Paroproudé vývěvy

Proudové vývěvy jsou určeny k odsávání plynných a kapalných látek u kondenzačních zařízení parních turbín. Paroproudé vývěvy jsou dnes nejvyužívanějším typem vývěv, které používají v energetice k odsávání plynu a par z kondenzátoru.

Princip činnosti vývěvy je znázorněn na obrázku 18.1. Vysokotlaká hnací pára je většinou admisní pára pro danou parní turbínu, která je vedena do ejektoru 2. Zde dochází k expanzi páry z tlaku  $p_1$  na tlak  $p_2$ . Pára ztrácí tlakovou energii, která se mění na energii kinetickou. Tlak páry klesá, ovšem rychlost páry narůstá až na trojnásobek či čtyřnásobek Machova čísla (rychlost šíření zvuku v daném prostředí). Z ejektoru je proud páry vstřikován do sací komory 3. V sací komoře je nejmenší statický tlak, který přibližně odpovídá sacímu tlaku  $p_s$  ( $p_s = p_2$ ). Odsávané fluidum (vzduch a jiné plyny) kondenzátoru vstupuje hrdlem 8 do sací komory a na vstupu do difuzoru 4 se mísí s hnací párou. Směs dále vstupuje do válcové části difuzoru 5, kde pára předá fluidu část své kinetické energie. Vstup do difuzoru 4 společně s válcovou částí difuzoru 5 tvoří směšovací komoru vývěvy. Na závěr dochází k výraznému stlačení (přeměna kinetické energie zpátky na tlakovou) směsi na výstupu difuzoru 6 na tlak  $p_3$ . Směs poté opustí vývěvu přes hrdlo 7. [18]



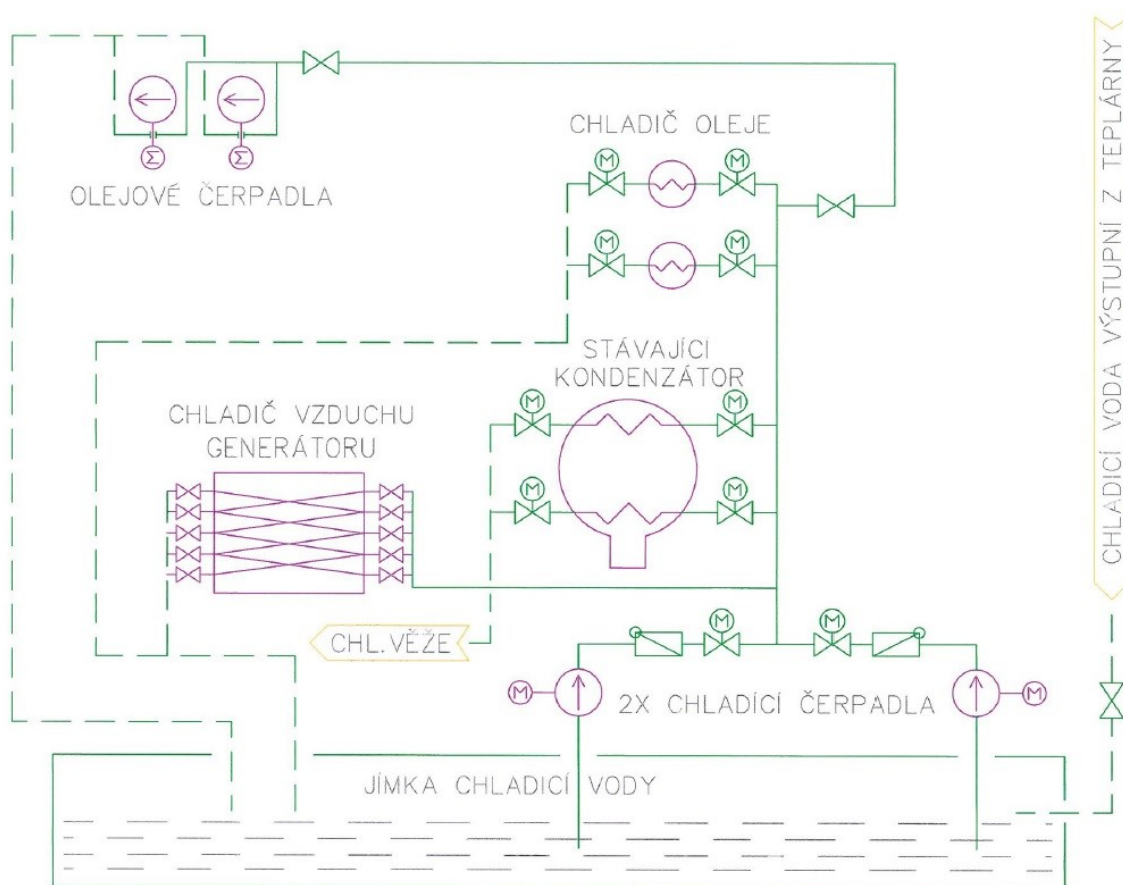
Obrázek 18.1 - Průřez paroproudou vývěvou [18]

### 18.1.4 Návrh vývěvy

Návrh použití vývěvy pro dané varianty řešení je následující. Jak pro variantu A tak pro variantu B použijí stávající dvoustupňovou paroproudou vývěvu. Stávající paroproudá vývěva má dostačující výkon a její technický stav je uspokojivý. Úvaha o nahrazení stávající dvoustupňové paroproudé vývěvy za hybridní jednostupňovou parní a jako druhý stupeň použít vodokružnou vývěvu jsem zavrhnul z důvodu vysokých pořizovacích nákladů a složitosti konstrukce hybridní vývěvy a tím větší pravděpodobnosti poruchy a vyšších nákladů na údržbu.

## 18.2 Čerpadla chladicí vody

Nedílnou a důležitou součástí kondenzačního okruhu je okruh chladicí vody. Chladicí voda je používána jako chladivo do trubkových chladičů generátoru, deskových chladičů oleje a kondenzátoru. Chladicí voda je čerpána z jímek pomocí dvou vertikálních čerpadel typu 500-BQLV-640-19-LN-80-FE. Čerpadla dodávají množství  $2 \times 570 \text{ [kg.s}^{-1}\text{]}$  chladicí vody. Chladicí voda protéká jednotlivými zařízeními, kde dochází k přenosu tepla. Ohřátá chladicí voda proudí do chladicích věží, kde je schlazena a samospádem teče do jímek chladicích čerpadel. Doplnění chladicí vody do okruhu je řešeno z řeky případně při malém průtoku vody v řece z přehrady.



Obrázek 18.2 - Schéma stávajícího chladicího okruhu

### 18.2.1 Úprava chladicího okruhu

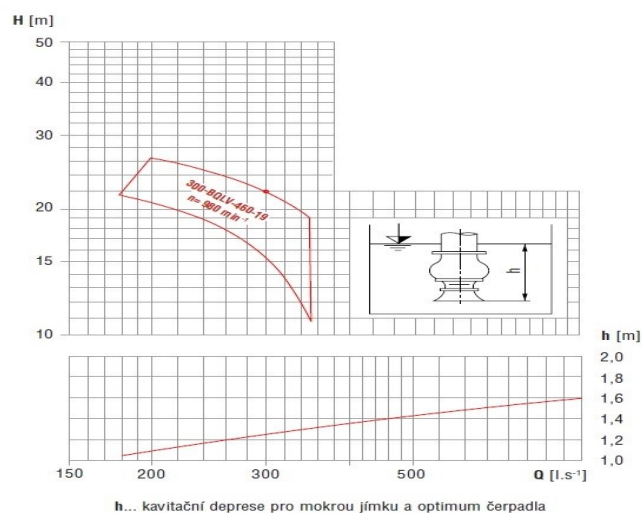
Na základě navržených variant je nutné provést navýšení množství čerpané chladicí vody do chladicího okruhu min. na 1430 [kg.s<sup>-1</sup>]. Stávající čerpadla mají množství 2 x 570 [kg.s<sup>-1</sup>]. Po odečtu minimálního požadovaného množství o stávajícího množství mi vyjde hodnota množství 290 [kg.s<sup>-1</sup>]. Pro obě varianty řešení navrhuji stejnou úpravu a to instalaci nového čerpadla, které pokryje chybějící množství chladicí vody. Jako sací jímku pro nové čerpadlo chladicí vody využijeme stávající a výtlač bude zaústěn do společného výtlaču stávajících čerpadel. Schématické znázornění zapojení varianty A viz Příloha E a varianty B viz Příloha F.

### 18.2.2 Parametry nové čerpadla chladicí vody

Parametry pro specifikaci nového čerpadla vzešlé z návrhů nových kondenzátoru.

Množství chladicí vody ...	Q	300 [kg.s <sup>-1</sup> ]
Výtlačná výška ...	H	7000 [mm]
Teplota čerpané kapaliny ...	T	26 [°C]
Druh čerpané kapaliny ...		voda

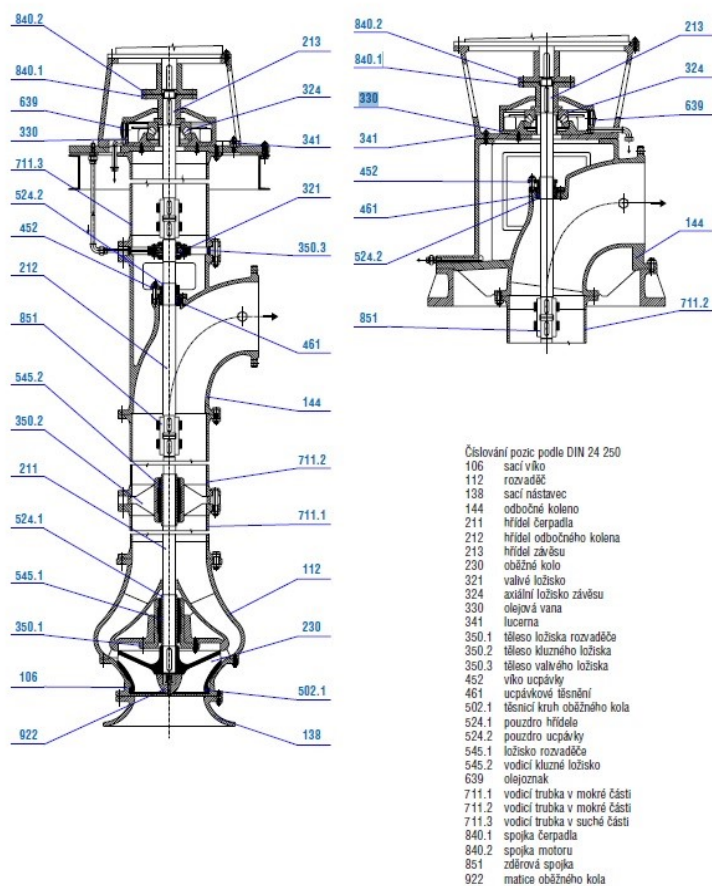
Vybral jsem vertikální čerpadlo typu BQLV určené pro dopravu čisté i částečně znečištěné vody. Čerpadlo BQLV se uplatňuje ve vodárenství, energetice, ve vodním hospodářství a výrobních technologických procesech různých průmyslových oborů. Jednalo by se typ 300-BQLV-460-19.



Obrázek 18.3 - Pracovní oblast čerpadla 300-BQLV-460-19 [16]

**Informativní řez čerpadlem 300-BQLV  
v základním provedení s výtlačnou  
odbočkou TEE pod podlahou**

**Částečný řez s výtlačnou odbočkou  
TEV nad podlahou (zbývající partie  
čerpadla jsou shodné)**



Obrázek 18.4 - Konstrukce čerpadla BQLV [16]

### 18.2.3 Chladicí věže

Chladicí věž je zařízení, ve kterém dochází k přímému styku chladicí vody s okolní atmosférou. Chladicí voda proudí do horní části chladicí věže, kde je rozstříkávána a následně stéká přes výplň chladicí věže do bazénu. Proti stékající vodě proudí vzduch, který je nasáván otvory ve spodní části věže a ochlazuje chladicí vodu. Hlavním zdrojem odvodu tepla je odpar. Chladicí voda je následně z bazénu ochlazené vody gravitačně stéká do jímek pro jednotlivé zařízení a pomocí čerpadla dopravována zpět k zařízení.

Chladicí věže se dělí dle způsobu tahu vzduchu:

- Na ventilátorové (s nuceným tahem)
- Věže s přirozeným tahem

Chladicí věže ještě dělíme podle uzavřenosti okruhu chladicí vody:

- Otevřené okruhy (voda je přímo v kontaktu s okolním vzduchem)
- Uzavřené okruhy (chlazená kapalina uzavřena v trubkovnici a nedochází přímo ke kontaktu s okolním vzduchem)

### 18.2.4 Chladicí věž s přirozeným tahem

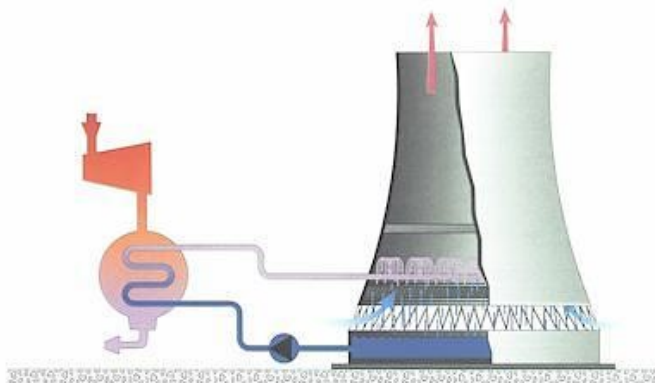
Chladicí věže s přirozeným tahem, slouží stejně jako chladicí věže s nuceným tahem k odvádění nízkopotencionálního tepla vznikajícího ve výrobním procesu. Princip chlazení je stejný (atmosférické chlazení s mokrou technologií), ale chybí zde ventilátorová jednotka, teplo je odváděno chladicí věží přirozeným tahem.

S principem chladicích věží s přirozeným tahem se běžně setkáváme v energetice, kde se chladicí výkony pohybují na úrovni cca 450 [MW].

Hlavními komponenty chladicí věže s přirozeným tahem:

- Nosný skelet chladicí věže - hyperbolický tvar (železo-beton, ocel)
- Eliminátory
- Rozvody vody včetně rozstřikovacích trysek
- Chladicí výplň
- Sběrný bazén

Jedná se o chladicí zařízení, jehož oblast použití pokrývá potřeby převážně v průmyslových odvětvích, jako jsou energetický, chemický, petrochemický, strojírenský a metalurgický průmysl



Obrázek 18.5 - Princip chlazení ve věži s přirozeným tahem [17]

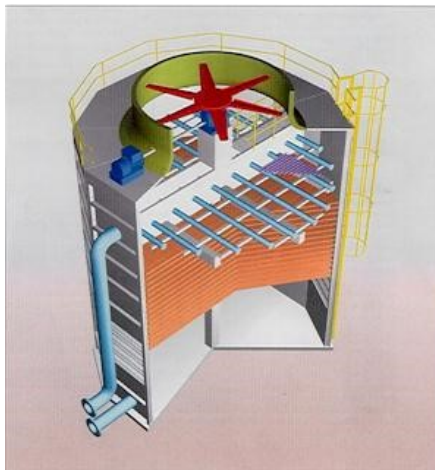
#### 18.2.5 Chladicí věž s nuceným tahem

Chladicí věže s nuceným tahem slouží k odvádění nízkopotencionálního tepla vznikajícího ve výrobním procesu. Využívají atmosférického chlazení s mokrou technologií a nuceným tahem. Protiproudým průchodem vzduchu a teplé vody v chladicí výplni dochází k vlastnímu předání tepla. Proudění vzduchu zajišťuje axiální ventilátor. Eliminátory zabraňují vynášení drobných kapek mimo prostor věže.

Hlavními komponenty chladicí věže s nuceným tahem:

- nosný skelet (železo-beton, ocel)
- chladicí výplň
- eliminátory
- axiální ventilátor
- difuzor
- rozvody vody včetně trysek
- opláštění
- sběrný bazén

Jedná se o chladicí zařízení, jehož oblast použití pokrývá potřeby převážně v průmyslových odvětvích, jako jsou energetický, chemický, petrochemický, strojírenský a metalurgický průmysl.



Obrázek 18.6 - Princip chlazení ve věži s nuceným tahem [17]

Tento druh chladicích věží je použit pro chlazení chladicí vody pro upravovaný kondenzační okruh. Na teplárně E3 se nachází 8 chladicích věží s nuceným tahem s otevřeným okruhem chladicí vody, které jsou navzájem propojené stejně jak jímky od jednotlivých zařízení. To umožňuje lepší variabilitu provozu, ale je to náročnější na údržbu.

## 19 Výpočet ekonomiky

### 19.1 Výpočet ročního výnosu z vyrobené energie

Navýšený výkon turbíny	$P_t$	3 [MW]
Provozní hodiny	$ph$	2912 [hod.rok <sup>-1</sup> ]
Cena nakupované elektrické energie	$cne$	1,5 [Kč.kWh <sup>-1</sup> ]

$$rve = P_t \times ph \times cne$$

$$rve = 3000 \times 2912 \times 1,5$$

$$rve = 13104000 \text{ [Kč.rok}^{-1}\text{]} \quad (19.1)$$



**19.2 Výpočet ekonomiky pro variantu A**

provozní hodiny	2912	[hod.rok <sup>-1</sup> ]
cena kondenzátoru 345 [m <sup>2</sup> ]	2 980 000	[Kč]
cena armatur	1 800 000	[Kč]
cena potrubí	2 400 000	[Kč]
cena stavební části	3 500 000	[Kč]
cena obchodní náklady a dokumentace	900 000	[Kč]
cena MaR, ASŘ a Elektro	500 000	[Kč]
<i>cena za montáž kondenzátoru</i>	<i>12 080 000</i>	<i>[Kč]</i>
cena čerpadla chladicí vody	2 200 000	[Kč]
cena paroproudové vývěvy	2 100 000	[Kč]
cena armatur	500 000	[Kč]
cena potrubí	800 000	[Kč]
cena stavební části	1 500 000	[Kč]
cena obchodní náklady a dokumentace	400 000	[Kč]
cena MaR, ASŘ a Elektro	1 200 000	[Kč]
<i>cena za montáž kondenzátoru</i>	<i>8 300 000</i>	<i>[Kč]</i>
<b>celkové náklady na montáž</b>	<b>20 380 000</b>	<b>[Kč]</b>
roční vyrobená elektrická energie	8 736	[MWh]
roční zisk z nenakoupené elektřiny	13 104 000	[Kč.rok <sup>-1</sup> ]
<b>celkové roční příjmy</b>	<b>13 104 000</b>	<b>[Kč]</b>
roční spotřeba páry	31 449	[GJ]
cena za GJ	146	[Kč]
roční náklady na výrobu páry	4 591 554	[Kč.rok <sup>-1</sup> ]

**celkové roční náklady** **4 591 554** [Kč]

**prostá návratnost investice** **2,5 roků**

### 19.3 Výpočet ekonomiky pro variantu B

provozní hodiny 2912 [hod.rok<sup>-1</sup>]

cena kondenzátoru 1360 [m<sup>2</sup>] 9 925 000 [Kč]

cena armatur 400 000 [Kč]

cena potrubí 600 000 [Kč]

cena za demontáž 800 000 [Kč]

cena stavební části 1 600 000 [Kč]

cena obchodní náklady a dokumentace 900 000 [Kč]

cena MaR, ASŘ a Elektro 300 000 [Kč]

*cena za montáž kondenzátoru* *14 525 000 [Kč]*

cena čerpadla chladicí vody 2 200 000 [Kč]

cena armatur 500 000 [Kč]

cena potrubí 500 000 [Kč]

cena stavební části 1 000 000 [Kč]

cena obchodní náklady a dokumentace 400 000 [Kč]

cena MaR, ASŘ a Elektro 1 000 000 [Kč]

*cena za montáž kondenzátoru* *5 400 000 [Kč]*

**celkové náklady na montáž** **19 925 000 [Kč]**

roční vyrobená elektrická energie 8 736 [MWh]

roční zisk z nenakoupené elektřiny 13 104 000 [Kč.rok<sup>-1</sup>]

**celkové roční příjmy** **13 104 000 [Kč]**

roční spotřeba páry	31 449	[GJ]
cena za GJ	146	[Kč]
roční náklady na výrobu páry	4 591 554	[Kč.rok <sup>-1</sup> ]
<b>celkové roční náklady</b>	<b>4 591 554</b>	<b>[Kč]</b>

**prostá návratnost investice** **2,5 roky**

## 20 Závěr

V diplomové práci jsem vypracoval návrh, jak dosáhnou maximálního výkonu turbíny za provozu při venkovních teplotách  $>25$  [°C], kdy z důvodů malé poptávky po topné vodě je vyřazen regulovaný odběr. Pro dosažení maximálního činného výkonu je nutné zvětšit množství vstupní páry do turbíny na 95 [t.h<sup>-1</sup>] a toto množství proudí do kondenzátoru, který při teplotě chladicí vody 26 [°C], velikosti teplosměnné plochy 1400 [m<sup>2</sup>] a množství chladicí vody 1083 [kg.s<sup>-1</sup>] je zahlcen párou a dochází k zvýšení tlaku a teploty páry na výstupu z turbíny a k zhoršení kondenzace. Po přepočtu teplosměnné plochy stávající kondenzátoru je zjevné, že pro optimální provoz je max. množství páry do kondenzátoru 75 [t.h<sup>-1</sup>]. Z toho vyplývá, že při požadovaném provozním stavu proudí do kondenzátoru o 20 [t.h<sup>-1</sup>] páry víc. Rozhodl jsem se pro řešení ve dvou variantách A a B.

Varianta A obnáší instalaci externího kondenzátoru o teplosměnné ploše 356 [m<sup>2</sup>]. Tímto řešením zachovám stávající kondenzátor a pro období o venkovních teplotách  $>25$  [°C], bude zprovozněn externí kondenzátor. Přívodní potrubí napojím do výstupního hrdla stávajícího kondenzátoru. Externí kondenzátor je navržen jako samostatné zařízení, které bud možno podle potřeby zprovoznit a znovu odstavit bez nutnosti odstávky turbogenerátoru. Výhodou dané koncepce je variabilita, která nám umožní při netěsnosti v jedné straně stávajícího kondenzátoru provést opravu bez nutnosti snížení elektrického výkonu. Nevýhodou je velký zastavěný prostor, složité nastavení množství protékající páry do stávajícího a externího kondenzátoru, vyšší náklady na výstavbu a údržbu stávajícího kondenzátoru, ve kterém je již cca 40 [%] trubek na hraně životnosti.

Varianta B obnáší instalaci nového kondenzátoru o teplosměnné ploše 1712 [m<sup>2</sup>], která je dostačující pro požadované množství páry. Výhodou dané varianty je, že nedojde

k zvětšení zastavěné plochy, nižších nákladů na výstavbu a provoz, jednoduchost provozování.

U obou variant je nutné instalovat třetí čerpadlo chladicí vody o čerpaném množství  $290 \text{ [kg.s}^{-1}\text{]}$ . Čerpadlo doplní chybějící množství chladicí vody v oběhu a zajistím požadovanou rychlost proudění trubkami  $2 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$ . Sání je zaústěno do stávající jímky, která bude rozšířená.

Obě varianty přináší velké investiční náklady. Varianta A má výhodu v různých možnostech provozu. Hlavně při provozu s zařazených regulovaným odběrem je možnost odstavení externího kondenzátoru a tím snížení celoročních nákladů na provoz. Nevýhodou je prostorové požadavky, složitost montáže a návrh regulace. Dalším slabým místem je neutěšený stav stávajícího kondenzátoru. U varianty B je výhodou prostorová nenáročnost z důvodu výměny stávajícího kondenzátoru za nový kondenzátor. Tím odpadá starost o životnost stávajícího kondenzátoru, vlastní provozní předpisy se nezmění. Nevýhodou je nemožnost odstavení části kondenzátoru v chladných dnech.

## Seznam použité literatury

- [1] VORÁČEK,Václav a kol. Energetické stroje. Ostrava: Skripta VŠB TUO Ostrava, 1990.
- [2] AMBROŽ,J.Parní turbíny a kondenzace. Praha:ČVUT,1984.281 s.
- [3] KADRNOŽKA,J. Lopatkové stroje. Akademické nakladatelství CERM,s.r.o. Brno, 2003.ISBN 80-7204-297-1
- [4] KADRNOŽKA,J. Tepelné turbíny a turbokompresory. Nakladatelství CERM,s.r.o., Brno,2004.ISBN 80-7204-346-3
- [5] AMBROŽ,J, Parní turbína za změněných podmínek. SNTL Praha 1973.
- [6] ŠČEGLAJEV,A.V. Parní turbíny, 1.a2.svazek. SNTL Praha 1983.
- [7] BEČVÁŘ,J. Tepelné turbíny, Praha, SNTL, 1968.
- [8] KADLEC,Z. Termomechanika návody do cvičení, Ostrava, dotisk 1.vydání, 100
- [9] KADLEC,Z. Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty. Ostrava:Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009. ISBN 978-80-7385-061-6
- [10] BLAHOŽ,V. a KADLEC,Z. Základy sdílení tepla.
- [11] *Energetika Třinec, a.s.* Provozní předpis turbogenerátoru TG14
- [12] *Energetika Třinec, a.s. | oficiální stránky* [online]. Dostupné z WWW: <http://www.etas.trz.cz/>
- [13] Fiedler,J. Parní turbíny. Nakladatelství CERM,s.r.o., Brno,2004.ISBN 80-214-2777-9
- [14] Dostupné z: <http://www.apiheattransfer.com/Product/114/Steam-Surface-Condensers> a <http://www.maritime.org/doc/merchant/engineering/index.htm>
- [15] Podklady od firmy MICO, spol. s r.o.
- [16] Sigma Group, a.s. , Technická specifikace čerpadla
- [17] Dostupné z: <http://naavaay.com/cooling-tower-types/>
- [18] :::FTE::: [online]. 2010 [cit. 2013-05-13]. Dostupné z: [http://www.fte.kr/product/steam\\_jet\\_ejector.html](http://www.fte.kr/product/steam_jet_ejector.html)
- [19] Škorpík,J., Parní turbína v technologickém celku, aktualizováno 2016-03-08, Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>
- [20] Kolarčík.K, Studijní podklady z předmětu „Turbíny“

## Seznam obrázků a tabulek

### Obrázky

Obrázek 3.1 - Řez jednotělesovou parní turbínou s jedním regulovaným odběrem .....	15
Obrázek 4.1 - T-s diagram ... snížení teploty zmenšením tlaku kondenzace .....	17
Obrázek 4.2 - Vztah mezi odváděným tepelným výkonem z kondenzátoru a středním logaritmickým teplotním rozdílem v kondenzátoru .....	18
Obrázek 5.1 - Schematické zobrazení tepelné elektrárny .....	19
Obrázek 7.1 - Povrchový kondenzátor turbogenerátoru TG14 .....	21
Obrázek 7.2 - Kondenzátory s horizontálně orientovaným trubkovým svazkem .....	21
Obrázek 7.3 - Technologické schéma turbogenerátoru TG14 .....	22
Obrázek 7.4 - Graf provozních hodnot se zařazeným regulovaným odběrem .....	23
Obrázek 7.5 - Graf provozních hodnot s nezařazeným regulovaným odběrem .....	24
Obrázek 10.1 - Schématické znázornění provozních hodnot .....	30
Obrázek 12.1 - Schématické znázornění provozních hodnot .....	35
Obrázek 13.1 - Schématické znázornění provozních hodnot .....	39
Obrázek 14.1 - Schématické znázornění provozních hodnot .....	42
Obrázek 16.1 - Výkres externí kondenzátoru .....	45
Obrázek 17.1 - Výkres nového kondenzátoru .....	47
Obrázek 18.1 - Průřez paroproudou vývěvou .....	49
Obrázek 18.2 - Schéma stávajícího chladicího okruhu .....	50
Obrázek 18.3 - Pracovní oblast čerpadla 300-BQLV-460-19 .....	52
Obrázek 18.4 - Konstrukce čerpadla BQLV .....	52
Obrázek 18.5 - Princip chlazení ve věži s přirozeným tahem .....	54
Obrázek 18.6 - Princip chlazení ve věži s nuceným tahem .....	55

### Tabulky

Tabulka 15.1 - Souhrn vypočtených hodnot pro variantu A a B .....	43
Tabulka 16.1 - Parametry externího kondenzátoru .....	44
Tabulka 17.1 - Parametry nového kondenzátoru .....	46

## **Seznam příloh**

Příloha A - Schéma zapojení externího kondenzátoru

Příloha B - 3D model umístění navrženého externího kondenzátoru

Příloha C - Schéma zapojení nového kondenzátoru

Příloha D - 3D model umístění navrženého nového kondenzátoru

Příloha E - Schéma okruhu chladicí vody - varianta A

Příloha F - Schéma okruhu chladicí vody - varianta B